

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra robototechniky

**Využití moderních elektromechanických pohonů v
lokomočním ústrojí čtyřkolového servisního robotu**

**Usage of Modern Electromechanical Drives in the
Locomotive Mechanism of a Four-wheel Service Robot**

Student:

Benedikt Rolný

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jan Sztefek

Ostrava 2010

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 21. 5. 2010

.....

Benedikt Rolný

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé bakalářské práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 21. 5. 2010

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Benedikt Rolný

Adresa trvalého pobytu autora práce:

**Polní, 285
747 24 Chuchelná**

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ROLNÝ, B. *Využití moderních elektromechanických pohonů v lokomočním ústrojí čtyřkolového servisního robotu: bakalářská práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra robototechniky, 2010, 65 s. Vedoucí práce: Ing. Jan Sztefek.

Bakalářská práce se zabývá využitím moderních elektromechanických pohonů v lokomočním ústrojí čtyřkolového servisního robotu. V úvodu jsou popsány principy činnosti pohonů, proveden průzkum trhu pohonů a popsány možné převody v lokomočním ústrojí servisních robotů. Dále jsou zpracovány tři varianty rozmístění pohonů v lokomočním ústrojí servisního robotu s jejich popisy. Pomocí metody vícekriteriálního hodnocení je vybrána optimální varianta řešení. Tato varianta je následně podrobněji popsána a vymodelována. Dále je doložena výpočtovou zprávou. V závěru je práce zhodnocena, doložena přílohami a sestavným výkresem vybrané varianty.

ANNOTATION OF THESIS

ROLNÝ, B. *Usage of Modern Electromechanical Drives in the Locomotive Mechanism of a Four-wheel Service Robot. Master Bachelor Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Robotics, 2010, 65 p. Thesis head: Ing. Jan Sztefek.

The bachelor thesis deals with usage of modern electromechanical drives in the locomotive mechanism of a four-wheel service robot. In the introduction function principles of drives are described, market research of drives is performed and possible mechanical gears in the locomotive mechanism of service robots are described. Then, three alternatives of location of drives in the locomotive mechanism including their descriptions are worked up. Through the use of the multi-criteria evaluation method the optimal alternative of solution is chosen. This alternative is described in more detail and modeled subsequently. It is supported by a calculation report. In the conclusion, the thesis is evaluated, documented by attachments and the assembly drawing of the chosen alternative.

Obsah bakalářské práce

Seznam použitých značek a symbolů	9
0 Úvod	11
1 Analýza současné nabídky moderních stejnosměrných motorů a převodů	12
1.1 Stejnosměrné mechanicky komutované motory (DC)	12
1.2 Stejnosměrné elektronicky komutované motory (EC)	13
1.3 Srovnání DC a EC motorů	14
1.4 Výrobci DC a EC motorů.....	14
1.4.1 ThinGAP, LLC	15
1.4.2 Printed Motor Works Limited	15
1.4.3 TECO Electro Devices Co., Ltd.	16
1.4.4 Dunkermotoren	17
1.4.5 Schneider Electric Motion	17
1.4.6 BEI Kimco Magnetics.....	18
1.4.7 LTi DRIVES GmbH	18
1.4.8 MOOG Inc.	19
1.5 Srovnání vybraných motorů výše uvedených výrobců s motorem firmy Maxon	20
1.6 Mechanické převody využitelné v konstrukci servisních robotů.....	21
2 3 varianty integrace pohonu do podvozku.....	22
2.1 Požadavky na zařízení.....	22
2.2 Varianty řešení	23
2.2.1 Řízení Ackermann	23
2.2.2 Varianta A	25
2.2.3 Varianta B	26
2.2.4 Varianta C	28
3 Výběr nejvhodnější varianty	30
3.1 Bodovací stupnice kritérií	30
3.2 Hodnotící kritéria	30
3.3 Váha významností kritérií.....	31
3.4 Porovnání v trojúhelníku párů	31
3.5 Určení pořadí variant.....	33
3.6 Zhodnocení kapitoly	34
4 Návrh konstrukce podvozku servisního robotu	35

4.1	Návrh pohonu	35
4.1.1	Jízdní odpory	36
4.1.2	Potřebná hnací síla	39
4.1.3	Potřebná hnací síla na jednom hnacím kole	40
4.1.4	Určení hmotnosti servisního robotu	40
4.1.5	Určení zrychlení servisního robotu	41
4.1.6	Výpočet potřebných parametrů na hnacím kole	41
4.1.7	Volba motoru	45
4.1.8	Výpočet převodu a volba převodovky	45
4.1.9	Kontrola motoru pro přejetí maximální výšky překážky	48
4.2	Zdroj servisního robotu	50
4.2.1	Volba akumulátoru	50
4.2.2	Výpočet přibližné doby provozu	50
4.3	Brzda motoru	51
4.4	Návrh a kontrola tlačné pružiny	52
4.5	Návrh a kontrola ložisek	53
4.5.1	Návrh a kontrola ložisek uložení hřídele kola	53
4.5.2	Návrh a kontrola ložisek uložení hnacího mechanismu	54
4.6	Kontrola hřídelí	55
4.6.1	Kontrola hřídele kola	55
4.6.2	Kontrola hřídele brzdy	55
5	Konstrukce podvozku servisního robotu	56
5.1	Podvozek	56
5.2	Hnací mechanismus	56
5.3	Uložení hnacího mechanismu	57
5.4	Odpružení hnacího mechanismu	58
5.5	Kolo a jeho uložení	58
5.6	Uložení zdroje	60
6	Závěr	61
7	Seznam použité literatury	63
8	Seznam příloh	65

Seznam použitých značek a symbolů

značka	popis	jednotka
AC	asynchronní motory	-
a_P	zrychlení podvozku	m.s^{-2}
$a_{P\text{MAX}}$	maximální zrychlení podvozku	m.s^{-2}
D	průměr kola	m
DC	stejnosměrný mechanicky komutovaný motor	-
EC	stejnosměrný elektronicky komutovaný motor	-
e	excentricita radiální reakce terénu Z_K	m
F_1	minimální pracovní zatížení pružiny	N
F_8	maximální pracovní zatížení pružiny	N
F_H	hnací síla	N
F_K	hnací síla	N
F_P	pohybová síla	N
F_{xK}	vodorovná síla působící ve středu kola pro zachování rovnováhy sil	N
F_{ZV}	zvedací síla	N
f_k	součinitel valivého odporu	-
G	celková tíha povozku	-
g	tíhové zrychlení	m.s^{-2}
I_M	odběr proudu motoru kola	A
i_P	převodový poměr kola	-
J_{Ki}	hmotnostní moment setrvačnosti i-tého kola	kg.m^2
K_A	kapacita akumulátoru	A.h
K_{AP}	kapacita akumulátoru pro pohon	A.h
M_B	moment v podpoře B	N.m
M_{BRZ}	statický moment brzdly	N.m
M_{fK}	moment působící proti otáčení kola	N.m
M_H	hnací moment působící na jedno kolo	N.m
M_{Kj}	krouticí moment jednoho hnacího kola	N.m
M_{SK}	skutečný moment na hnacím kole	N.m
m	hmotnost podvozku	kg
n	počet kol	-
n_{Kj}	otáčky hnacího kola	min^{-1}
n_{SK}	skutečné otáčky na hnacím kole	min^{-1}
O_f	valivý odpor	N
O_{fK}	valivý odpor kola	N

O_S	odpor stoupání	N
O_V	vzdušný odpor	N
O_Z	odpor zrychlení	N
O_{Zp}	odpor zrychlení posuvné části podvozku	N
O_{Zr}	odpor zrychlení rotujících částí	N
P_{Kj}	výkon jednoho hnacího kola	W
P_{SK}	skutečný výkon na hnacím kole	W
q	váha významnosti	-
R	součet všech jízdních odporů působících proti směru jízdy	N
R_A	reakce v podpoře A	N
R_B	reakce v podpoře B	N
R_C	reakce v podpoře C	N
R_D	reakce v podpoře D	N
R_H	reakce od hnací síly	N
r_k	valivý poloměr kola	m
r_{ki}	valivý poloměr i-tého kola	m
SM	synchronní motor	-
T	přibližná doba provozu robotu	min
v	počet voleb	-
v_P	rychlost podvozku	$m.s^{-1}$
v_{PMAX}	maximální rychlost podvozku	$m.s^{-1}$
Z_K	radiální reakce terénu	N
α	úhel stoupání terénu	°
β	úhel reakce od hnací síly	°
η_P	účinnost převodovky	-
ϑ	součinitel vlivu rotačních částí	-

0 Úvod

Servisní roboty mají dnes široké pole působnosti, najdeme je jak v domácnosti, tak i v kosmickém průmyslu. Převážná většina těchto robotů je vyráběna kusově, a proto můžeme říct, že se jedná o unikáty. Samozřejmě, že při kusové výrobě je cena velmi vysoká. S postupem času se však stále více setkáváme se servisními roboty v hromadné výrobě, jako jsou elektrické invalidní vozíky, robotické vysavače a další. V důsledku sériové výroby klesají výrobní náklady a tak se tyto roboty stávají stále dostupnější pro široké spektrum lidí.

Podle prostředí použití můžeme servisní roboty rozdělit na dvě hlavní skupiny: indoor (pro vnitřní prostředí) a outdoor (pro venkovní prostředí). Z tohoto rozdělení se liší nároky na konstrukci a schopnosti lokomočního ústrojí robotu. Na některé parametry však prostředí použití nemá vliv, vždy je kladen důraz, aby byla cena, hmotnost a rozměry co nejmenší.

Cílem této bakalářské práce je navrhnout pohonný subsystém lokomočního ústrojí servisního robotu, ve kterém bude kladen důraz na využití moderních elektromechanických pohonů. V první části je proveden průzkum trhu moderních stejnosměrných motorů, kromě firmy Maxon, jejíž motory se vyznačují velkou délkou. Dále jsou určeny požadavky kladené na servisní robot a vymodelovány 3 varianty rozmístění pohonů a přenosu jejich výkonu na akční členy podvozku. Snahou je vybrat pomocí hodnotové analýzy variantu s co nejmenšími rozměry a hmotností. Tato varianta bude podrobněji zpracována, doložena výpočty, přílohami a výkresovou dokumentací. V závěru je práce zhodnocena.

1 Analýza současné nabídky moderních stejnosměrných motorů a převodů

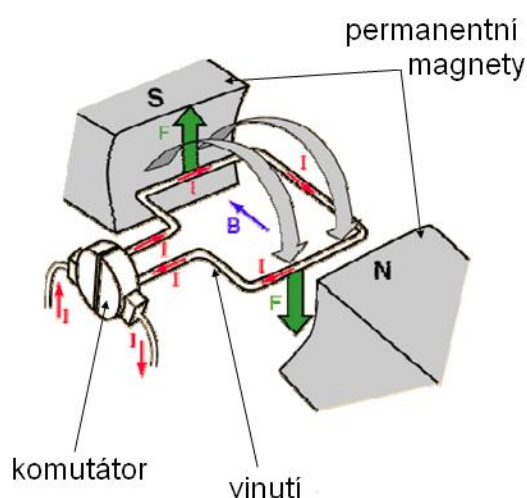
V současné době se na Katedře robototechniky na Vysoké škole báňské – Technické univerzitě v Ostravě upřednostňují při návrhu lokomočních ústrojí servisních robotů stejnosměrné mechanicky komutované (DC) a elektronicky komutované (EC) motory od firmy Maxon. Tyto motory jsou kvalitní a mají mnoho předností, ale dvě velmi podstatné nevýhody: jejich vysoká cena a to, že poměr délky vzhledem k průměru motoru je příliš velký. To má za příčinu špatnou integraci do konstrukce podvozků servisních robotů. Maxon má také ve své nabídce diskové (flat) elektronicky komutované motory, které tuto nevýhodu řeší, ale nabídka těchto motorů je omezena výkonem do 90 W.

Náplní této kapitoly je vyhledat jiné výrobce mechanicky komutovaných DC motorů a elektronicky komutovaných EC motorů než je Maxon. Snahou je vybrat motor, pokud možno, s co nejmenším axiálním rozměrem. Dále jsou pak popsány možné převody využitelné v lokomočním ústrojí servisních robotů.

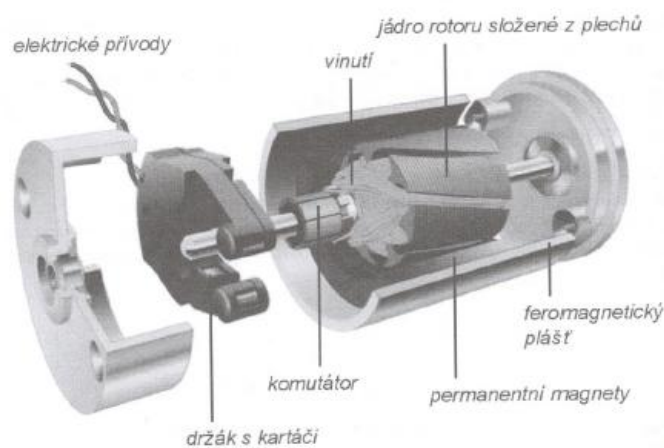
1.1 Stejnosměrné mechanicky komutované motory (DC)

Tento kartáčový motor se skládá z vnějšího statoru, který je tvořen permanentním magnetem (**magnetické pole** je orientována od severního pólu k jižnímu) a vnitřním rotorem ve formě vinutí a komutátoru. Když **stejnosměrný proud** prochází přes vinutí, umístěné mezi magnety, tak **magnetická síla** ($F = I \cdot L \cdot B$) vyvoluje točivý moment, který otáčí rotorem, přičemž je proud přiváděn přes komutátor, který neustále obrací jeho smysl pomocí kartáčů a udržuje točivý moment ve stejném směru. Při tomto mechanickém přepínání proudu vzniká na komutátoru jiskření, tím dochází k opotřebování a zkracuje se tak životnost těchto motorů.

[4], [5]



Obr. 1 - Princip vzniku točivého momentu DC motoru

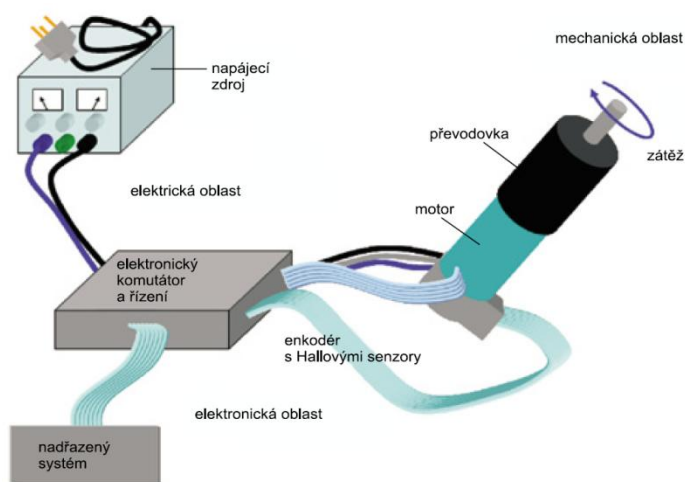


Obr. 2 - Mechanicky komutovaný motor

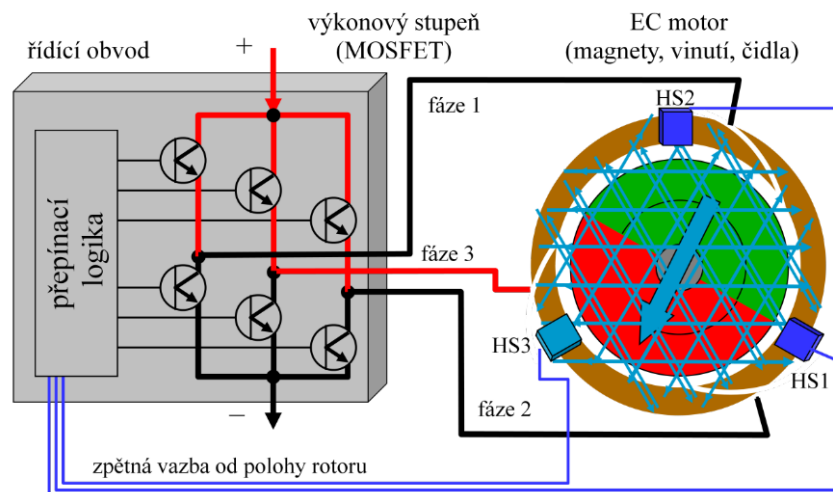
1.2 Stejnosměrné elektronicky komutované motory (EC)

Důvod pro vytvoření EC motorů byla snaha využít přednosti stejnosměrného proudu s bezkontaktním přenosem energie mezi rotorem a státorem. Vinutí EC motorů je oproti DC motorům přesunuto do statoru, a naopak rotor je tvořen permanentním magnetem. Proud do vinutí přepíná elektrický přepínač. Točivý moment pak vzniká vzájemným působením rotujícího magnetu a točivého magnetického pole ve vinutí statoru, který musí být realizován nejméně ve třech fázích. Pro správné napájení určité fáze je nutné vědět polohu rotoru, to je nejčastěji řešeno třemi Hallovými senzory, které jsou rozloženy po 120 stupních.

[5]



Obr. 3 - Uspořádání komponent s EC motorem



Obr. 4 - Komutační blok EC motoru

1.3 Srovnání DC a EC motorů

DC motory

- vyšší účinnost
- vyšší maximální trvalý moment

EC motory

- delší životnost
- možnost vyšších otáček
- nižší cena
- menší rozměry

[5]

1.4 Výrobci DC a EC motorů

Ze současné nabídky vhodných stejnosměrných motorů využitelných pro podvozky servisních robotů byli vybráni tyto výrobci:

1.4.1 ThinGAP, LLC

Tato firma z USA vyrábí jak motory DC tak motory EC. Nenabízí ovšem k těmto motorům žádné příslušenství jako brzdy, převodovky nebo snímače.



Obr. 5 - EC a DC motory ThinGAP, LLC

Rozsahy parametrů EC motorů

Jmenovitý výkon	66 – 1534	W
Jmenovité otáčky	1230 – 16305	min ⁻¹
Jmenovitý moment	0,35 – 4,17	N.m
Napájecí napětí	12 - 80	V

Tab. 1 - Rozsahy parametrů EC motorů ThinGAP, LLC

[6]

1.4.2 Printed Motor Works Limited

Anglický výrobce krom svých DC a EC motorů vyrábí také řídicí jednotky. Tyto motory jsou používány např. v medicíně, robotice, lodním průmyslu nebo potravinářském průmyslu.



Obr. 6 - Plochý DC motor Printed Motor Works Limited

Rozsahy parametrů DC motorů

Jmenovitý výkon	38 – 1000	W
Jmenovité otáčky	2905 – 3887	min ⁻¹
Jmenovitý moment	0,36 – 3,2	N.m
Napájecí napětí	9 – 126	V

Tab. 2 - Rozsahy parametrů DC motorů Printed Motor Works Limited

[7]

1.4.3 TECO Electro Devices Co., Ltd.

Taiwanská firma TECO Electro Devices Co., Ltd. dodává mimo jiných motorů také EC motory, ke kterým je možno dokoupit řídicí jednotky a převodovky.



Obr. 7 - EC motor TECO Electro Devices Co., Ltd.

Rozsahy parametrů EC motorů

Jmenovitý výkon	50 – 493	W
Jmenovité otáčky	2700 – 3400	min ⁻¹
Jmenovitý moment	0,16 – 1,52	N.m
Napájecí napětí	24 – 48	V

Tab. 3 - Rozsahy parametrů EC motorů TECO Electro Devices Co., Ltd.

[8]

1.4.4 Dunkermotoren GmbH

Firma Dunkermotoren sídlící v Německu má ve své nabídce motory DC, EC a AC. Dále nabízí k těmto motorům řídicí jednotky, převodovky, snímače polohy a brzdy.



Obr. 8 - EC motor Dunkermotoren GmbH

Rozsahy parametrů EC motorů

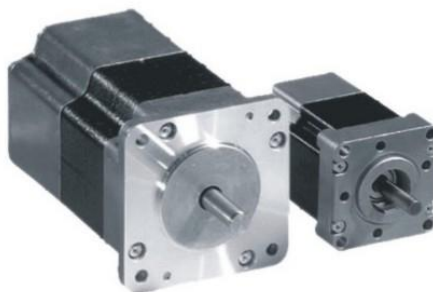
Jmenovitý výkon	6 – 530	W
Jmenovité otáčky	2300 – 3700	min ⁻¹
Jmenovitý moment	0,03 – 1,5	N.m
Napájecí napětí	12 – 40	V

Tab. 4 - Rozsahy parametrů EC motorů Dunkermotoren GmbH

[9]

1.4.5 Schneider Electric Motion

Německý dodavatel motorů, ke kterým nabízejí řídicí jednotky. Motory se využívají v čerpadlech, dopravnících, v textilním průmyslu a podobně.



Obr. 9 - EC motory Schneider Electric Motion

Rozsahy parametrů EC motorů

Jmenovitý výkon	56,5 – 370	W
Jmenovité otáčky	4000 – 5800	min ⁻¹
Jmenovitý moment	0,13 – 0,8	N.m
Napájecí napětí	24 – 325	V

Tab. 5 - *Rozsahy parametrů EC motorů Schneider Electric Motion*

[10]

1.4.6 BEI Kimco Magnetics

Tato americká firma má ve své nabídce DC a EC motory a k nim také dodává řídicí jednotky. Motory jsou často využívány v medicíně.



Obr. 10 - EC motor BEI Kimco Magnetics

Rozsahy parametrů EC motorů

Jmenovitý výkon	1,06 – 324	W
Jmenovité otáčky	1800 – 9000	min ⁻¹
Jmenovitý moment	0,021 – 1,243	N.m
Napájecí napětí	5,90 – 93,4	V

Tab. 6 - *Rozsahy parametrů EC motorů BEI Kimco Magnetics*

[11]

1.4.7 LTi DRIVES GmbH

Německý výrobce synchronních a asynchronních motorů, které pracují na podobném principu jako mechanicky komutátorové DC motory, z nichž má omezená nabídka voltáž 24 - 48 V. Motory se používají ve výtazích, nebo jako pohony pro čerpadla a kompresory. K motorům dodává řídicí jednotky.



Obr. 11 - Synchronní motor Lti DRIVES GmbH

Rozsahy parametrů synchronních motorů

Jmenovitý výkon	26 – 220	W
Jmenovité otáčky	1000 – 8000	min ⁻¹
Jmenovitý moment	0,09 – 0,91	N.m
Napájecí napětí	24 – 48	V

Tab. 7 - Rozsahy parametrů synchronních motorů Lti DRIVES GmbH

[12]

1.4.8 MOOG Inc.

Americká firma vyrábějící DC a EC motory, ke kterým dodává řídicí jednotky, senzory polohy a planetové převodovky. Motory jsou určeny pro letectví, zdravotnictví a jiné.



Obr. 12 - EC motory MOOG

Rozsahy parametrů EC motorů

Jmenovitý výkon	17 – 1478,82	W
Jmenovité otáčky	2380 – 39940	min ⁻¹
Jmenovitý moment	0,0088 – 3,19	N.m
Napájecí napětí	12 – 160	V

Tab. 8 - Rozsahy parametrů EC motorů MOOG

[13]

1.5 Srovnání vybraných motorů výše uvedených výrobců s motorem firmy Maxon

Vždy od jednoho z výše uvedených výrobců byl vybrán nejvhodnější motor tak, aby se jeho výkon nacházel v hodnotách 200 – 300 W. Tyto motory se následně srovnaly s vybraným EC motorem firmy MAXON.

Výrobce	Označení motoru	Typ motoru	Axiální rozměr [mm]	Radiální rozměr [mm]	Hmotnost [kg]	Jmen. moment [N.m]	Výkon [W]	Měr. výkon [W/kg]
Maxon	EC- 45 (45x45)	EC	116,5	Ø 45	1	0,308	200	200
ThinGAP, LLC	TG2330	EC	63,02	Ø 66,7	0,737	0,742	210	285
Printed Motor Works Limited	GPN12	DC	81	Ø152	1,22	0,64	200	164
TECO Electro Devices Co., Ltd.	DBT08024 2510S	EC	80	90x90	1,56	1,02	250	160
Dunkermotoren	BG 75x25	EC	115	75x25	1,6	0,66	250	156
Schneider Electric Motion	BDM 744	EC	100	66x66	1,4	0,44	200	143
BEI Kimco Magnetix	DIH30-25-BBNA	EC	66	Ø 76,2	0,953	0,327	277,8	292
LTi DRIVES GmbH	LSH-050-3-30-48	SM	97	55x55	1,09	0,7	220	202
MOOG Inc.	BN28-21AF-02	EC	53,3	Ø 71,1	0,6532	0,3107	211,6	323

Tab. 9 - Porovnání vybraných parametrů motorů

Z výše uvedené tab. 9 vyšel nejlépe EC motor firmy MOOG Inc., který má nejkratší axiální rozměr (délku). Jeho výkon v poměru k hmotnosti je také, oproti konkurenci, nejlepší. Ačkoliv disponuje menším krouticím momentem je tento motor nejoptimálnější, pro konstrukci pohonu do podvozku servisního robotu.

1.6 Mechanické převody využitelné v konstrukci servisních robotů

Jelikož současné motory typu DC a EC jsou vysokootáčkové a nízkomomentové, musí se mezi motorem a akčním členem vytvořit převod. Tento převod se řeší v robotice obvykle planetovou (A), cykloidní (B) nebo harmonickou (C) převodovkou. Převodové ústrojí nejčastěji doplňuje převod ozubeným soukolím (D) nebo ozubeným řemenem (E). Tímto převodovým ústrojím dosáhneme transformace parametrů motoru, a to redukci otáček a multiplikaci krouticího momentu.



Obr. 13 - Typy převodů

2 3 varianty integrace pohonu do podvozku

Tato kapitola obsahuje požadavky, které jsou kladeny na servisní robot a tři varianty řešení umístění pohonu do podvozku s jejich obrázky a popisem.

2.1 Požadavky na zařízení

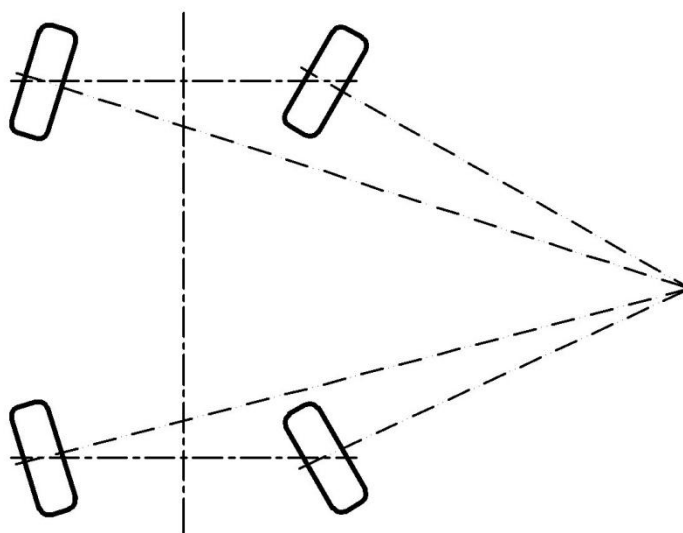
➤ Technologie/činnost robotu	manipulace s nebezpečnými předměty
➤ Pracovní prostředí	outdoor
➤ Typ podvozku	čtyřkolový
➤ Pohon	všechny 4 kola
➤ Nosnost podvozku	max. 80 kg (včetně napájení)
➤ Maximální rychlost	8 km/h
➤ Úhel stoupání	20°
➤ Typ řízení	Ackermann
➤ Natáčení náprav	2 nápravy
➤ Max. šířka	1000 mm
➤ Max. délka	1250 mm
➤ Průměr kola	350 - 400 mm
➤ Překonání překážky	100 mm
➤ Napájecí napětí	24 – 48 V
➤ Doba provozu	40 min

2.2 Varianty řešení

Všechny tři níže uvedené varianty budou mít společný náhon všech čtyř kol a řízení obou náprav pomocí Ackermanna, což zajistí velice dobrou manévrovatelnost v terénu. Konstrukce variant se bude lišit ve způsobu přenosu výkonu na akční členy servisního robota a v konstrukci podvozku.

2.2.1 Řízení Ackermann

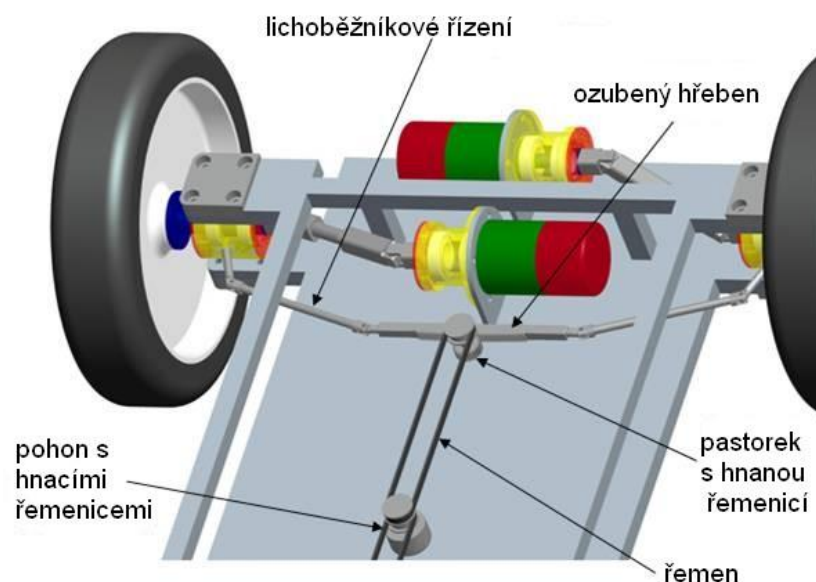
Při řízení pomocí Ackermanna směřují osy všech kol do jednoho bodu, kolem kterého se otáčí. Tato podmínka není vždy splněna, jelikož dochází k nepřesnostem. Nepřesnosti jsou zapříčiněny konstrukcí mechanismu, který zajišťuje natáčení kol. V tomto případě bude natočení os kol do jednoho bodu řešeno lichoběžníkovým řízením.



Obr. 14 - Ackermannova geometrie řízení

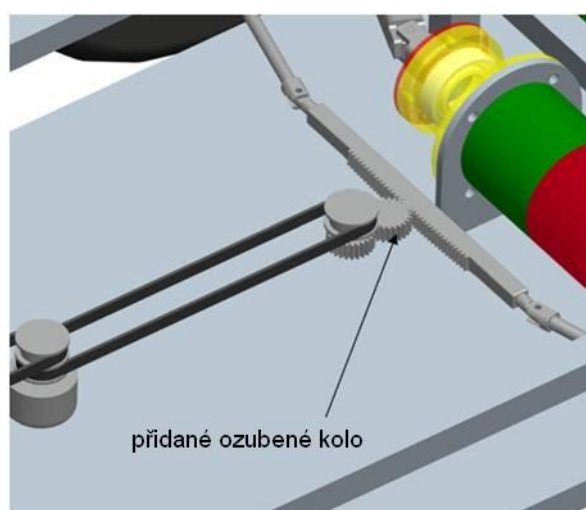
Zvolený mechanismus natáčení tuto podmínku splňuje s určitou nepřesností. Natáčecí mechanismus byl s pomocí vedoucího bakalářské práce navržen v prostředí programu Pro/ENGINEER. Mechanismus je vymodelován velmi jednoduše, jelikož není hlavní náplní této práce. Je nastíněn pouze princip jeho funkce. Mechanismus nám umožní natočení kol o $\pm 30^\circ$, tímto dosáhneme, že servisní robot bude schopen zatáčet přibližně na poloměru jednoho metru. Což vzhledem k parametrům podvozku umožňuje dobrou manévrovatelnost.

Motor s ozubenými řemenicemi bude spojen s hnacími řemenicemi pomocí ozubených řemenů. Na hřídeli hnacích řemenic bude umístěno ozubené kolo, které bude zabírat do ozubeného hřebenu. Ten bude pomocí soustavy táhel spojen s akčními členy a zajišťovat jejich natáčení. Koncové táhlo bude mít na svém konci vytvořen závit, který se zašroubuje do ložiskového domečku.



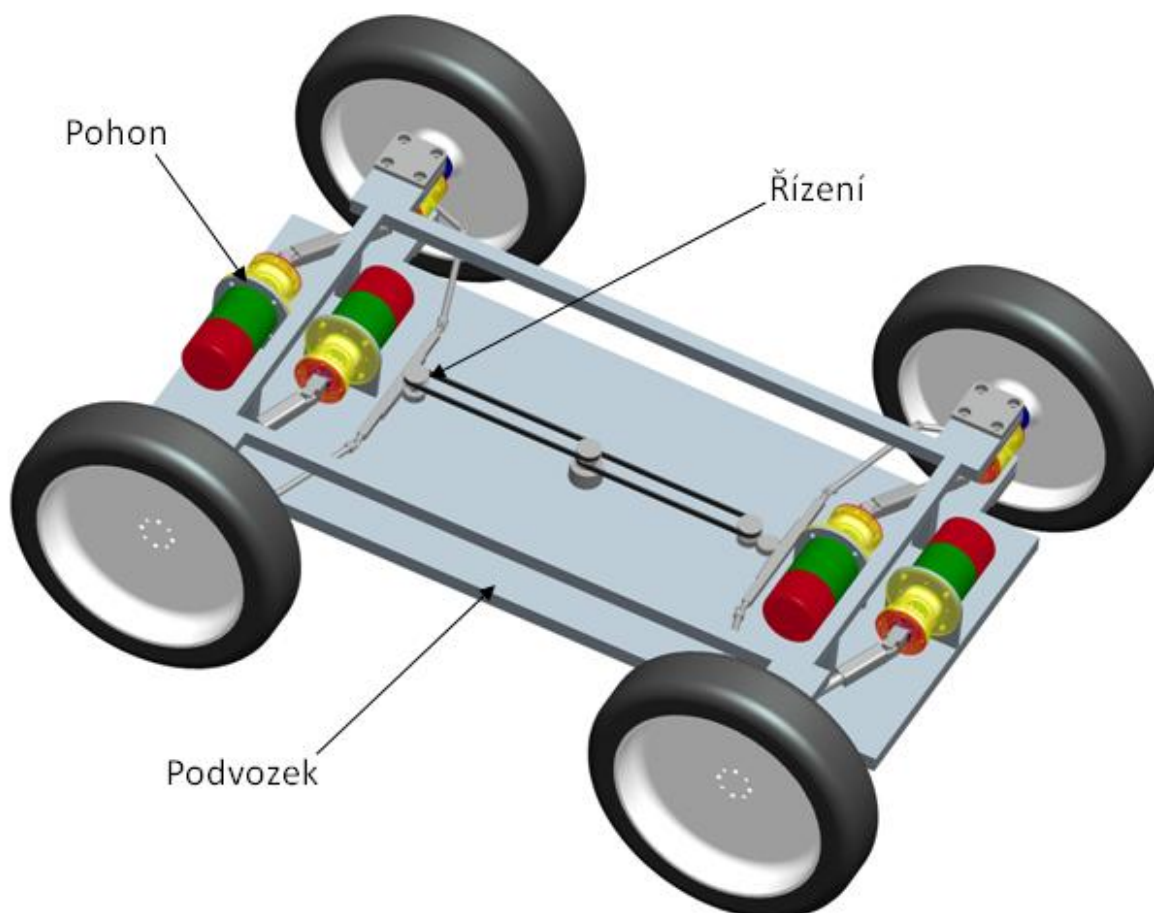
Obr. 15 - Mechanismus natáčení akčních členů

Na jedné ze stran řídicího mechanismu akčních členů musí být přidáno jedno ozubené kolo, z důvodu zajištění správného natáčení kol mezi nápravami a splnění tak ackermannovy podmínky.



Obr. 16 - Přidané ozubené kolo

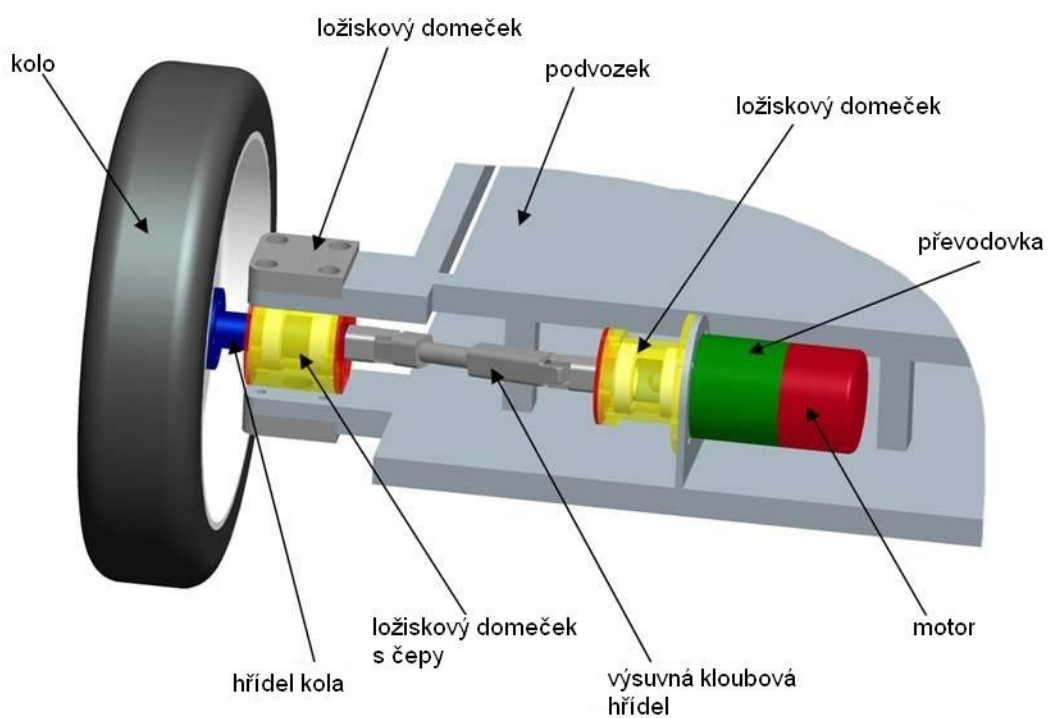
2.2.2 Varianta A



Obr. 17 - Varianta A

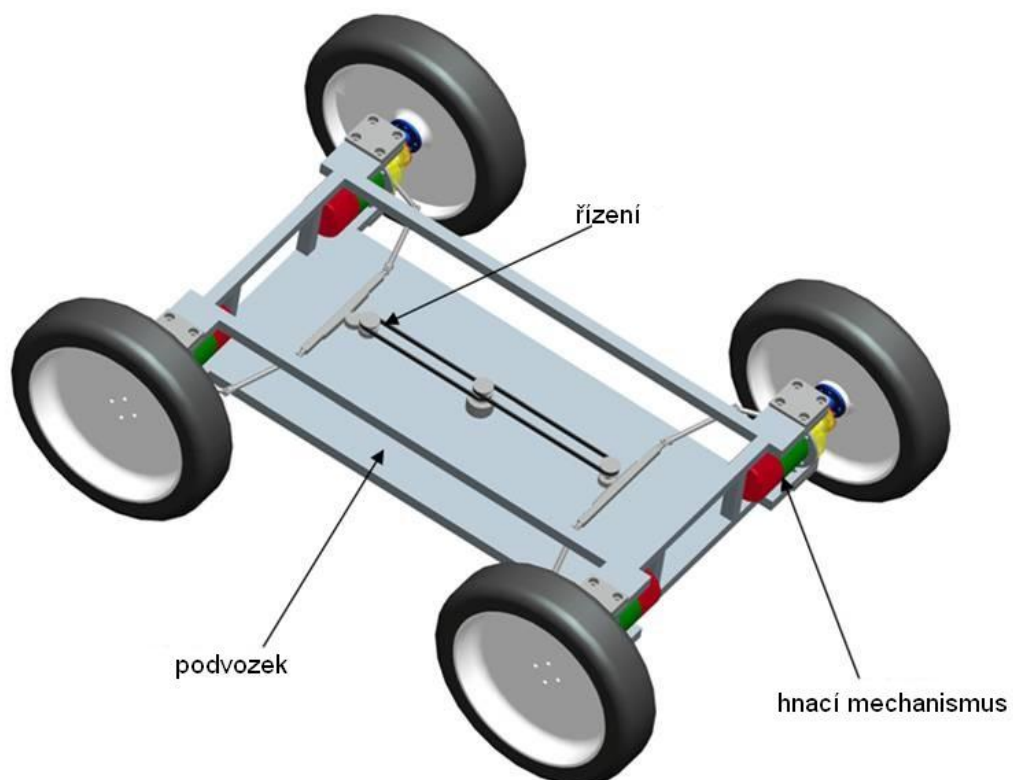
Popis:

Varianta A je řešena tím způsobem, kdy je motor s převodovkou pevně přimontován k rámu. Hřídel z převodovky je vložena do duté hřídele, která je uložena v domečku na ložiscích a spojena tvarovým stykem s výsuvnou kardanovou hřídelí [14]. Ta je na druhém konci spojena s hřídelí kola. Hřídel kola je uložena na ložiscích v domečku a tento domeček je volně otočný v rámu, díky dvojici kuželíkových ložisek. Hřídel uložená v tomto domečku je zakončena přírubou pro uchycení kola. Ložiskové domečky jsou zakryty víky a utěsněny hřídelovými těsnícími kroužky (gufery), proti vniknutí nečistot.



Obr. 18 - Popis varianty A

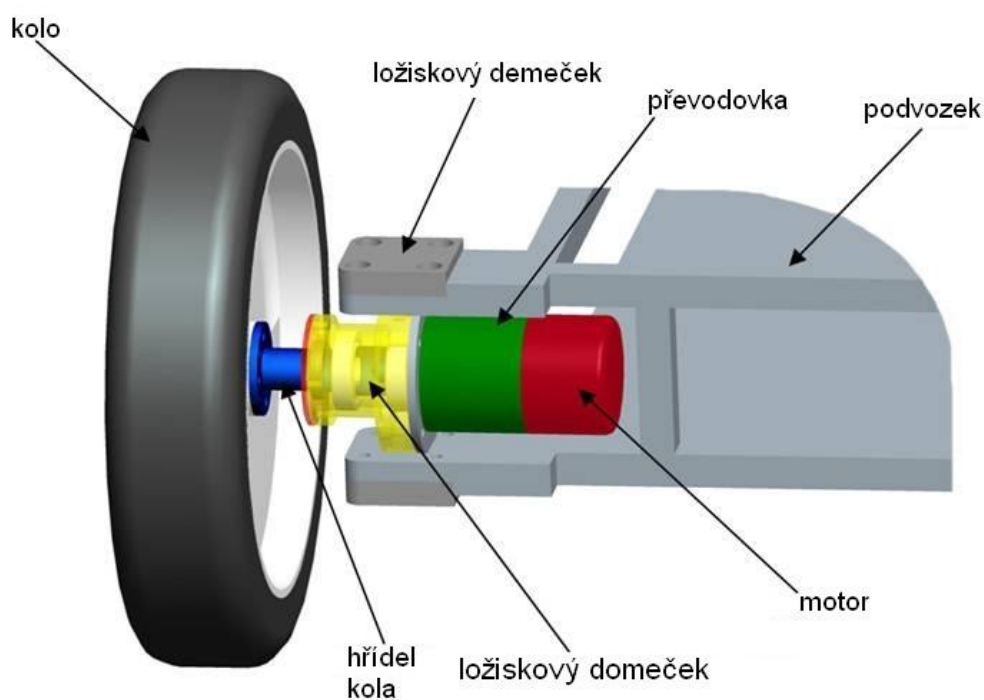
2.2.3 Varianta B



Obr. 19 - Varianta B

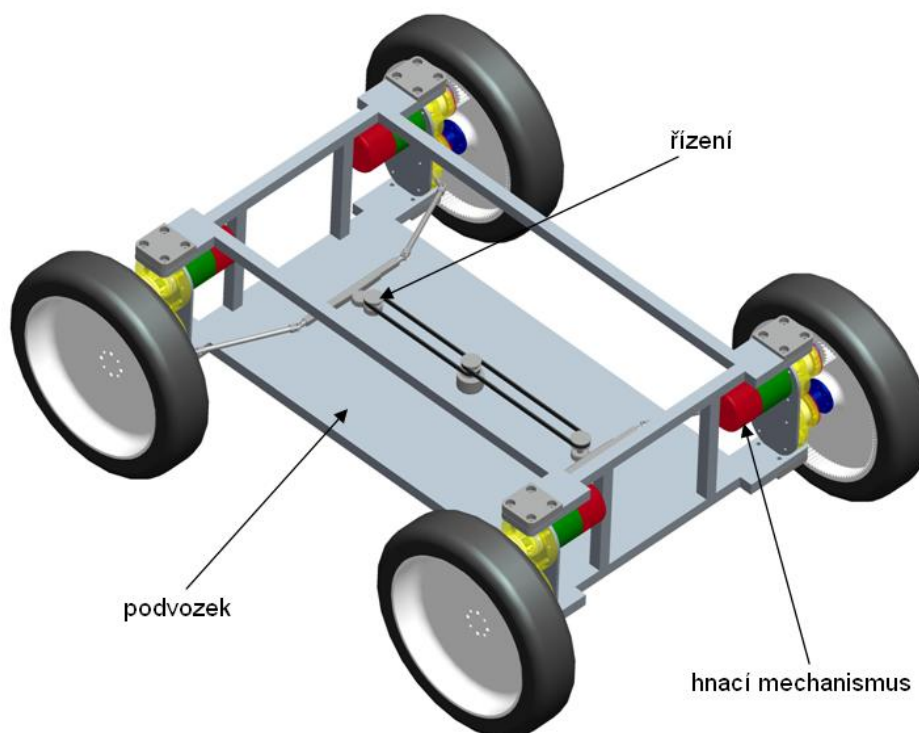
Popis:

Druhá varianta je konstruována tak, že motor s převodovkou je přimontován k domečku, ve kterém je uložena hřídel kola na ložiscích. Do této hřídele kola se zasune hřídel z převodovky. Hřídel kola je na svém druhém konci opatřena opět přírubou pro montáž kola. Tento celý segment je otočný v rámu podvozku, pomocí dvou kuželkových ložisek. Ložiska jsou chráněna gufery.



Obr. 20 - Popis varianty B

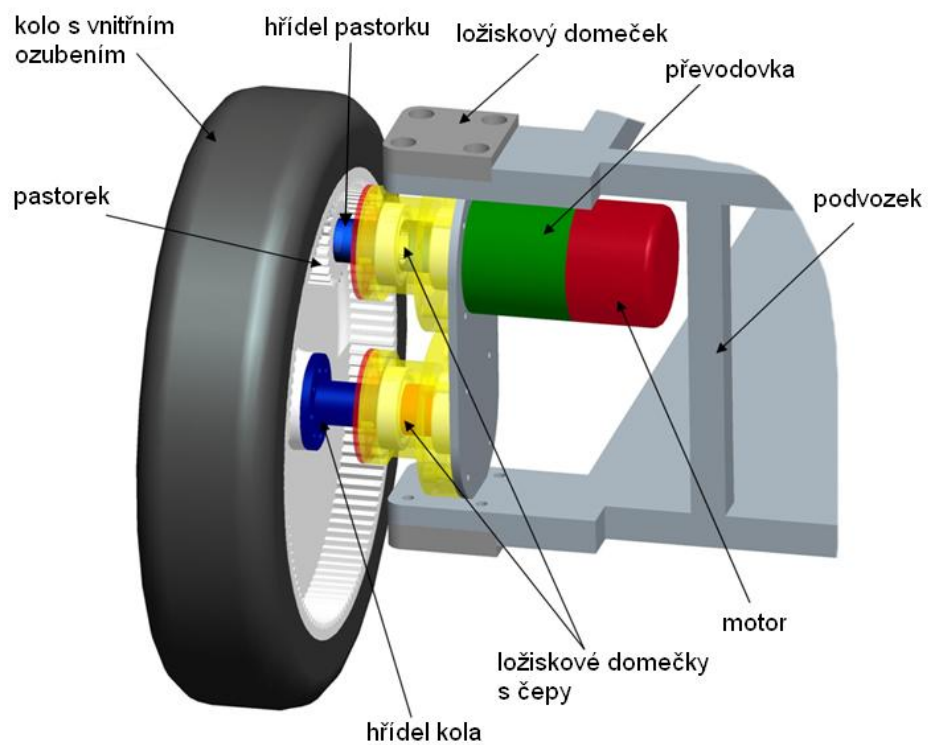
2.2.4 Varianta C



Obr. 21 - Varianta C

Popis:

Poslední třetí varianta je obdobná jako varianta B, s tím rozdílem, že osa pohonu a osa kola nejsou v jedné ose a kolo je poháněno pastorkem, který je umístěn na konci hřídele od převodovky. Pastorek zabírá do vnitřního ozubení, jež je vyrobeno na kole. Toto ozubené soukolí bude zakryto poklicí proti případnému zanesení nečistot do převodu. V ose kola je druhá hřídel, s přírubou pro montáž kola, na ložiscích v domečku. Toto celé ústrojí je volně otočné v rámu. Ložiska jsou v domečcích opět chráněny vůči vnějším vlivům pomocí gufer.



Obr. 22 - Popis varianty C

[14]

3 Výběr nejvhodnější varianty

V této kapitole se pomocí hodnotové analýzy [1] vybere nejvhodnější varianta.

3.1 Bodovací stupnice kritérií

Aby se dala posoudit úroveň daných kritérií, byla využita bodovací stupnice.

Úroveň kritéria	Počet bodů
Vysoká	10
Dobrá	7
Průměrná	5
Nízká	3
Nevyhovující	1
Nepříznivá	0

Tab. 10 - Bodovací stupnice kritérií

3.2 Hodnotící kritéria

Pro varianty byly vybrány tyto hodnotící kritéria a určena jejich úroveň dle přílohy A.

Kritérium	Popis kritéria	Označení kritéria	Varianta		
			A	B	C
Náklady	Cena nakoupených komponentů, náklady na materiál a výrobu vyráběných součástí	K1	5	7	3
Složitost konstrukce	Počet použitých dílů	K2	7	10	7
Prostorová náročnost	Objem zastavěného prostoru mechanismu na podvozku	K3	5	7	5
Hmotnost	Hmotnost zařízení	K4	5	7	3
Účinnost mechanismu	Součet všech mechanických účinností mezi motorem a kolem	K5	7	7	5
Spolehlivost	Možný výskyt kritických míst v konstrukci, jejichž příčinou dojde ke snížení plnění funkce	K6	5	7	5

Tab. 11 - Hodnotící kritéria

3.3 Váha významností kritérií

Pro kritéria byly zvoleny následující významnosti.

Významnost kritérií	
Nejvyšší	2
Nejnižší	1

Tab. 12 - Významnost kritérií

3.4 Porovnání v trojúhelníku párů

Váha významností jednotlivých kritérií se určí metodou porovnávání v trojúhelníku párů, kdy se porovnávají vždy jen dvě kritéria. Druhý řádek v tab. 13 obsahuje první hodnotící kritérium. Toto kritérium se porovná s dalšími kritérii, které se nacházejí v řádku pod ním. Toto se provede u všech kritérií. Významnější kritérium je označeno zelenou barvou (počet voleb: 1). V případě, že dvě kritéria mají stejnou významnost, jsou označeny obě zelenou barvou (počet voleb: 0,5).

Porovnáváné páry funkcí					Počet voleb v
K1	K1	K1	K1	K1	2,5
K2	K3	K4	K5	K6	
	K2	K2	K2	K2	2
	K3	K4	K5	K6	
		K3	K3	K3	2,5
		K4	K5	K6	
			K4	K4	1,5
			K5	K6	
				K5	1,5
				K6	5
				Celkem	15

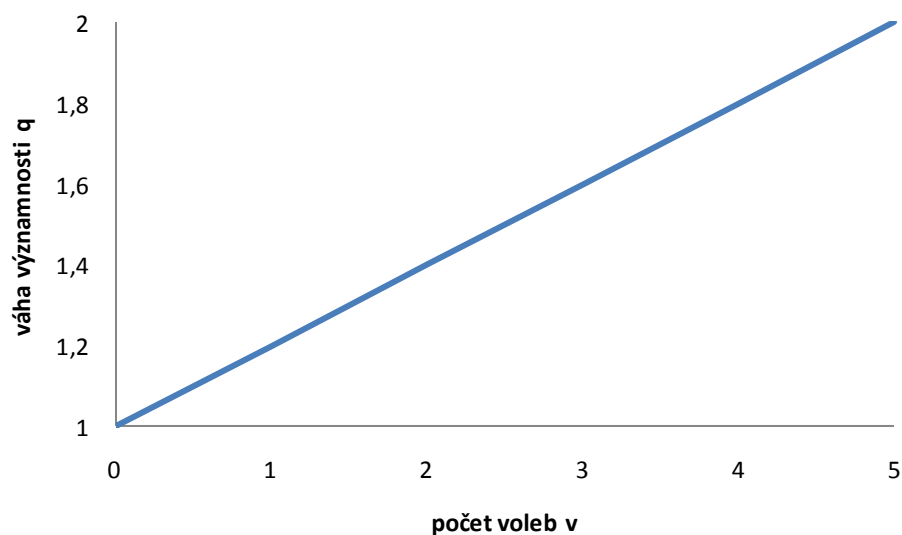
Tab. 13 - Metoda porovnávání trojúhelníku párů podle autora bakalářské práce

Porovnávané páry funkcí					Počet voleb v
K1	K1	K1	K1	K1	1,5
K2	K3	K4	K5	K6	
	K2	K2	K2	K2	2,5
	K3	K4	K5	K6	
		K3	K3	K3	3
		K4	K5	K6	
			K4	K4	1,5
			K5	K6	
				K5	1,5
				K6	5
				Celkem	15

Tab. 14 - Metoda porovnávání trojúhelníku párů podle vedoucího bakalářské práce

Váha významnosti q je určena vztahem (1). Do té rovnice se dosadí jednotlivé počty voleb kritérií a tím určíme váhy významností daných kritérií, které jsou uvedeny v tab. 15.

$$q = \frac{1}{5} \cdot v + 1 \quad (1)$$



Graf 1 – Závislost váhy významnosti na počtu voleb

Kritérium	Střední hodnota počtu voleb	Váha významnosti q	Pořadí
K1	2	1,4	4.
K2	2,25	1,45	3.
K3	2,75	1,55	2.
K4	1,5	1,3	5. - 6.
K5	1,5	1,3	5. - 6.
K6	5	2	1.

Tab. 15 - Váhy významností kritérií

3.5 Určení pořadí variant

U každé z variant se sečtou jednotlivé vážené indexy všech kritérií. Varianta, která bude mít nejvyšší součet těchto vážených indexů, je nejvhodnější variantou.

Varianta A			
Kritérium	Počet bodů	Významnost kritéria q	Vážený index kritéria
K1	5	1,4	7
K2	7	1,45	10,15
K3	5	1,55	7,75
K4	5	1,3	6,5
K5	7	1,3	9,1
K6	5	2	10
Celkový součet vážených indexů jednotlivých kritérií varianty A			50,50

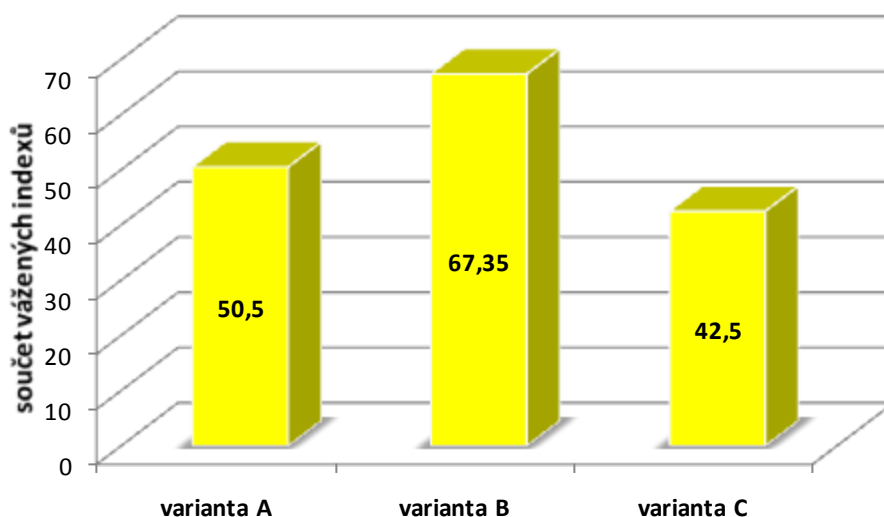
Tab. 16 - Součet vážených indexů varianty A

Varianta B			
Kritérium	Počet bodů	Významnost kritéria q	Vážený index kritéria
K1	7	1,4	9,8
K2	10	1,45	14,5
K3	7	1,55	10,85
K4	7	1,3	9,1
K5	7	1,3	9,1
K6	7	2	14
Celkový součet vážených indexů jednotlivých kritérií varianty B			67,35

Tab. 17 - Součet vážených indexů varianty B

Varianta C			
Kritérium	Počet bodů	Významnost kritéria q	Vážený index kritéria
K1	3	1,4	4,2
K2	7	1,45	10,15
K3	5	1,55	7,75
K4	3	1,3	3,9
K5	5	1,3	6,5
K6	5	2	10
Celkový součet vážených indexů jednotlivých kritérií varianty C			42,50

Tab. 18 - Součet vážených indexů varianty C



Graf 1 – Porovnání vážených indexů jednotlivých variant

3.6 Zhodnocení kapitoly

Z hodnotové analýzy vyplývá, že nejvhodnější variantou je varianta B, která obdržela nejvíce vážených indexů (67,35). Tato varianta bude dále podrobněji zpracována.

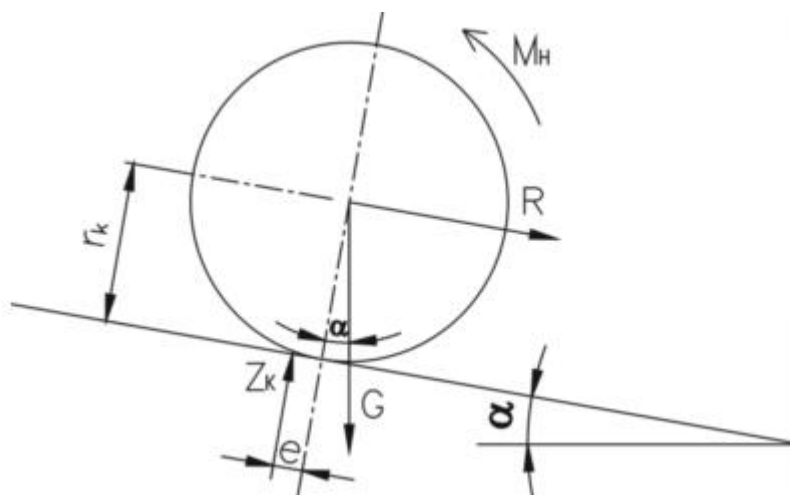
4 Návrh konstrukce podvozku servisního robotu

V následující kapitole bude provedeno dimenzování pohonu servisního robotu, kdy se vypočtou jízdní parametry na hnacích kolech. Z těchto parametrů se navrhne motor s převodovkou, napájení robotu a budou navrženy další konstrukční části podvozku.

4.1 Návrh pohonu

Při návrhu pohonů pro kolový podvozek servisních robotů se vychází z metodiky návrhu automobilů. V této kapitole pomocí tohoto výpočtu [3] odvodíme potřebné parametry pro volbu motoru.

Z obr. 23 můžeme vyjádřit obecnou pohybovou rovnici pro přímočarý pohyb, která vyjadřuje síly a momenty působící na poháněné kolo servisního robotu.



Obr. 23 - Síly a momenty působící na poháněné kolo

Rovnováha momentů působících na poháněné kole lze napsat ve tvaru:

$$\sum M = 0 \quad (2)$$

tuto rovnici můžeme rozepsat:

$$M_H = Z_K \cdot e + R \cdot r_K \quad (3)$$

kde M_H - je hnací moment působící na jedno kolo,

Z_K - je radiální reakce podlahy,

e - je excentricita radiální reakce terénu Z_K ,

R - je součet všech jízdních odporů působících proti směru jízdy s výjimkou valivého odporu zahrnutého v členu $Z_K \cdot e$,

r_k - je valivý poloměr kola.

Hnací moment převedeme na hnací sílu:

$$F_K = \frac{M_H}{r_k} \quad (4)$$

kde F_K - je hnací síla

4.1.1 Jízdní odpory

Jízdní odpory jsou síly působící proti pohybu servisního robotu. Výsledná hnací síla, tedy musí překonat součet těchto jízdních odporů:

O_f - valivý odpor,

O_v - vzdušný odpor,

O_s - odpor stoupání,

O_z - odpor zrychlení.

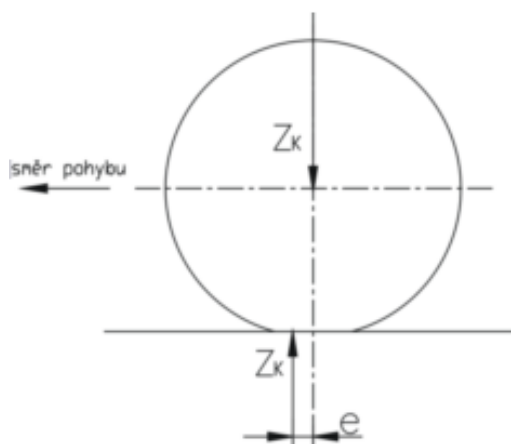
Můžeme tedy napsat rovnici:

$$F_K = O_f + O_v + O_s + O_z \quad (5)$$

Nyní se podrobněji popíšou jednotlivé jízdní odpory.

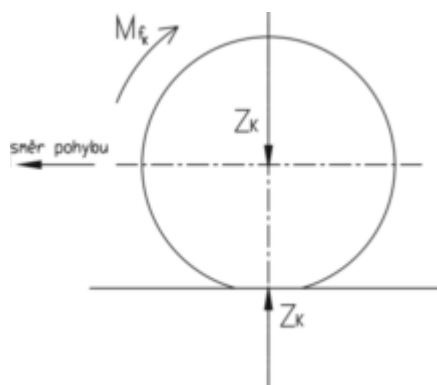
a) Valivý odpor

Tento odpor se vytváří při deformaci pneumatiky a terénu. Radiální reakce terénu Z_k je předložena před osu kolmou k terénu o excentricitu e , jak je patrné z obr. 24. Je to zapříčiněno tím, že síly, které jsou potřebné na stlačení pneumatiky, jsou větší než síly, kterými se pneumatika vrací zpět do kruhového tvaru. Platí, že reakce Z_k má stejnou velikost jako zatížení kola.



Obr. 24 - Radiální reakce podlahy Z_k

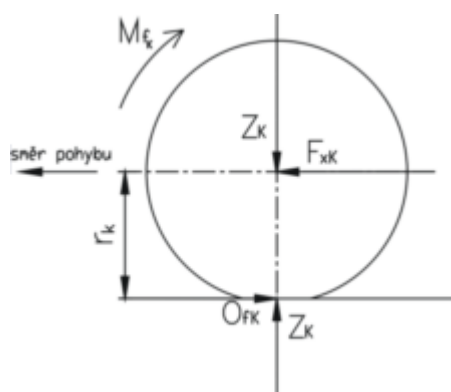
Na obr. 25 lze vidět, že vzniká moment M_{fK} , který působí proti směru otáčení kola. Reakce Z_k může být tedy posunuta do svislé osy kola.

Obr. 25 - Zavedení momentu M_{fK} a posunutí reakce Z_K

Z obr. 26 je zřejmé, že moment M_{fK} vyvolává vodorovnou reakci O_{fK} , která směřuje proti směru pohybu kola. Pro dodržení rovnováhy sil musí ve středu kola působit vodorovná síla F_{xK} , platí tedy, že:

$$F_{xK} = O_{fK} \quad (6)$$

tímto vznikne silová dvojice, kterou můžeme vidět na obr. 26. O_{fK} znázorňuje valivý odpor.

Obr. 26 - Zavedení valivého odporu O_{fK}

Z obr. 26 můžeme sestavit rovnici:

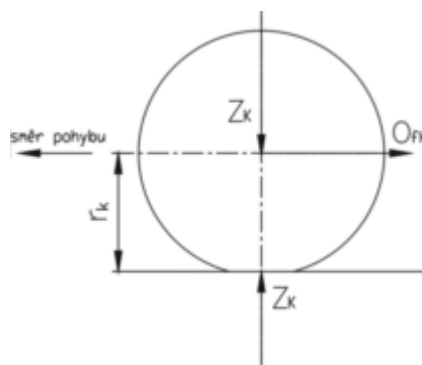
$$M_{fK} = O_{fK} \cdot r_K = Z_K \cdot e \quad (7)$$

valivý odpor se poté dá vyjádřit vztahem:

$$O_{fK} = Z_K \frac{e}{r_k} = Z_K \cdot f_k = O_f \quad (8)$$

kde f_k - je součinitel valivého odporu kola.

Valivý odpor se dá také vyjádřit z obr. 27:

Obr. 27 - Valivý odpor O_{FK}

Součinitel valivého odporu závisí především na prostředí, ve kterém se servisní robot pohybuje, respektive na jeho povrchu. V tomto případě budeme uvažovat s velmi nepříznivým povrchem a to s bahnitou půdou. Součinitel valivého odporu volíme 0,3.

Povrch	f_k	Povrch	f_k
Dlažba	0,02 – 0,03	Travnatý terén	0,08 – 0,15
Beton	0,015 – 0,025	Písečný terén	0,15 – 0,30
Asfalt	0,01 – 0,02	Zasněžený terén	0,20 – 0,30
Polní cesta suchá	0,04 – 0,15	Bahnitá půda	0,20 – 0,40
Polní cesta mokrá	0,08 – 0,20	Náledí	0,01 – 0,025

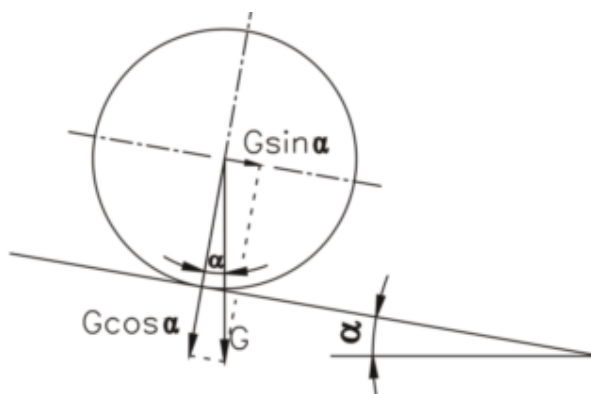
Tab. 19 - Součinitelé valivého odporu pro různé povrchy

b) Vzdušný odpor

Protože servisní robot je navržen pro malé pohybové rychlosti (max. 8 km/h), můžeme tento jízdní odpor zanedbat.

c) Odpor stoupání

Odpor stoupání je dán složkou tíhové síly, která působí na kola servisního robotu ve směru rovnoběžném s nakloněnou rovinou, s úhlem stoupání α jak je vidět na obr. 28.



Obr. 28 - Válivý odpor stoupání

Můžeme tedy napsat, že:

$$O_s = G \cdot \sin \alpha \quad (9)$$

kde G - je celková tíha servisního robotu,
 α - je úhel sklonu povrchu.

d) Odpor zrychlení

V momentě, kdy začne servisní robot zrychlovat, působí proti směru zrychlení setrvačná síla (odpor zrychlení). Ten je určen vztahem:

$$O_z = \left(m + \sum_i \left(\frac{J_{Ki}}{r_{ki}^2} \right) \right) \cdot a = O_{zp} + O_{zr} \quad (10)$$

ten se skládá z odporu zrychlení posuvné části o hmotnosti robotu m :

$$O_{zp} = m \cdot a \quad (11)$$

a z odporu zrychlení rotujících částí:

$$O_{zr} = \sum_i \frac{J_{Ki}}{r_{ki}^2} \cdot a \quad (12)$$

kde J_{Ki} - je hmotnostní moment setrvačnosti i -tého kola,
 r_{ki} - je valivý poloměr i -tého kola.

Ovšem v praxi se při výpočtu odporu zrychlení používá tento vztah:

$$O_z = \mathcal{G} \cdot m \cdot a \quad (13)$$

kde \mathcal{G} - je součinitel vlivu rotačních částí zohledňující odpor rotujících součástí pohonu (pro tento případ byla zvolena hodnota 1,5).

4.1.2 Potřebná hnací síla

Při pohybu servisního robotu musí potřebná síla F_K překonat všechny jízdní odpory, které jsou popsány výše. Dosazením do vztahu (14) vztahy (8), (9), (13) obdržíme vztah pro potřebnou celkovou hnací sílu, kterou nezbytně potřebujeme pro návrh pohonů kolového servisního robotu:

$$F_K = n \cdot Z_K \cdot f_k + G \cdot \sin \alpha + \mathcal{G} \cdot m \cdot a \quad (14)$$

kde: n - je počet kol.

Předpokládáme-li, že reakce Z_K , je stejně velká jako zatížení kola, tak pro čtyřkolový podvozek je rozdělení hmotnosti servisního robotu m pro jednotlivá kola na nakloněné rovině s úhlem stoupání α dán vztahem:

$$Z_K = \frac{m \cdot g \cdot \cos \alpha}{4} \quad (15)$$

kde m - je hmotnost robotu,
 g - je tíhové zrychlení,
 α - je úhel stoupání terénu.

4.1.3 Potřebná hnací síla na jednom hnacím kole

Tento robot disponuje čtyřmi koly, která jsou všechny poháněny samostatným stejnosměrným motorem. Musí se tedy celková hnací síla F_K rovnoměrně rozdělit mezi tyto hnací kola. Pomocí vztahu (14) a (15) můžeme výslednou hnací sílu na jednom kole zapsat vztahem:

$$F_{Kj} = \frac{1}{4} (m \cdot g \cdot f_K \cdot \cos \alpha + m \cdot g \cdot \sin \alpha + \mathcal{J} \cdot m \cdot a) \quad (16)$$

[3]

4.1.4 Určení hmotnosti servisního robotu

Abychom mohli vypočítat parametry na hnacím kole, musíme určit přibližnou hmotnost servisního robotu. Přibližnou hmotnost získáme z neúplného 3D modelu, z váhy zdroje, manipulačního subsystému, objektu manipulace a ostatní (krytování, spojovací materiál, elektronika atd.). Jednotlivé hmotnosti jsou znázorněny v následující tabulce. Hodnoty nejsou přesné, jen přibližné.

Objekt	Hmotnost [kg]
3D model	85
Zdroj	50
Manipulační subsystém	22
Objekt manipulace	3
Ostatní (krytování atd.)	15
Celkem	175

Tab. 20 - Přibližná hmotnost servisního robotu

Z tabulky je zřejmé, že celková přibližná hmotnost servisního robotu bude 175 kg. Pro tuto hodnotou budou dimenzovány motory kol.

4.1.5 Určení zrychlení servisního robotu

Pro výpočet potřebné síly na hnacím kole, musíme určit maximální zrychlení robotu. Zrychlení robotu může nastat při dvou situacích, při rozjezdu po rovině a nakloněné rovině (budeme uvažovat směrem vzhůru).

a) Po rovině

Při rozjezdu po rovině si určíme, že robot zrychlí na svou maximální rychlost (8 km/h) za 3 vteřiny. Zrychlení a_{PMAX} vypočítáme jako změnu rychlosti podělenou změnou času, tedy:

$$a_{PMAX} = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{(0-8)/3,6}{0-3} \cong \underline{\underline{0,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}}} \quad (17)$$

b) Po svahu směrem vzhůru

V tomto případě požadujeme, aby robot zrychloval po dobu 3 sekundy, ale jen na přibližně třetinovou rychlost (3 km/h).

$$a_{PMAX} = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{(0-3)/3,6}{0-3} \cong \underline{\underline{0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}}} \quad (17)$$

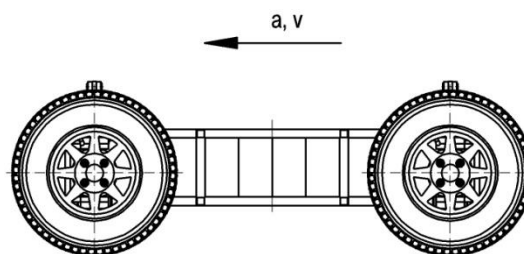
4.1.6 Výpočet potřebných parametrů na hnacím kole

Při návrhu potřebných parametrů hnacího kola musíme počítat s nejvíce nepříznivými podmínkami, se kterými se robot může setkat (v_{PMAX} , a_{PMAX}). Výpočet bude proveden pro 4 situace a to pro:

a) Rozjezd z klidu po rovině

Zadané hodnoty

$$\begin{aligned} m &= 175 \text{ kg} & a_{PMAX} &= 0,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \\ g &= 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} & \vartheta &= 1,5 \\ f_k &= 0,3 & \alpha &= 0^\circ \\ v_{PMAX} &= 2,22 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} & r_K &= 0,19 \text{ m} \end{aligned}$$



Obr. 29 - Rozjezd z klidu po rovině

Potřebná hnací síla hnacího kola

Do rovnice (16) dosadíme patřičné hodnoty a vyjde nám hodnota potřebné hnací síly:

$$\underline{\underline{F_{Kj} = 174,7 \text{ N}}}$$

Potřebný výkon hnacího kola

$$P_{Kj} = F_{Kj} \cdot v_{PMAX} \quad (18)$$

$$\underline{\underline{P_{Kj} = 387,8 \text{ W}}}$$

Potřebný krouticí moment hnacího kola

$$M_{Kj} = F_{Kj} \cdot r_k \quad (19)$$

$$\underline{\underline{M_{Kj} = 33,2 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

Potřebné otáčky hnacího kola

$$n_{Kj} = \frac{60 \cdot v_{PMAX}}{2 \cdot r_k \cdot \pi} \quad (20)$$

$$\underline{\underline{n_{Kj} = 111,6 \text{ min}^{-1}}}$$

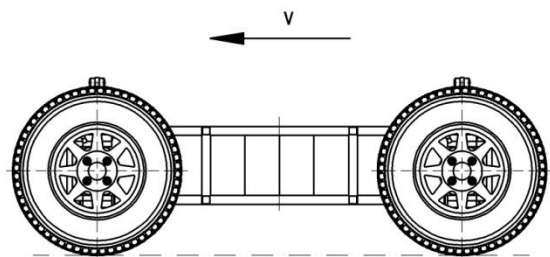
b) Rovnoměrný pohyb po roviněZadané hodnoty

$$m = 175 \text{ kg} \quad a_{PMAX} = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad \vartheta = 1,5$$

$$f_k = 0,3 \quad \alpha = 0^\circ$$

$$v_{PMAX} = 2,22 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad r_k = 0,19 \text{ m}$$



Obr. 30 - Rovnoměrný pohyb po rovině

Potřebná hnací síla hnacího kola

Dosazením do rovnice (16) vyjde:

$$\underline{\underline{F_{Kj} = 128,8 \text{ N}}}$$

Potřebný výkon hnacího kola

Dosazením do rovnice (18) vyjde:

$$\underline{\underline{P_{Kj} = 285,5 \text{ W}}}$$

Potřebný krouticí moment hnacího kola

Dosazením do rovnice (19) vyjde:

$$\underline{\underline{M_{Kj} = 24,5 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

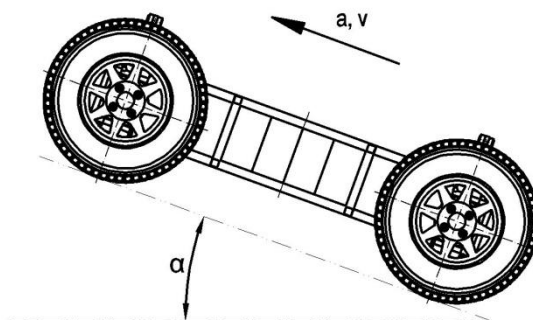
Potřebné otáčky hnacího kola

Dosazením do rovnice (20) vyjde:

$$\underline{\underline{n_{Kj} = 111,6 \text{ min}^{-1}}}$$

c) Rozjezd z klidu po svahu směrem vzhůruZadané hodnoty

$$\begin{aligned}
 m &= 175 \text{ kg} & a_{PMAX} &= 0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \\
 g &= 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} & \vartheta &= 1,5 \\
 f_k &= 0,3 & \alpha &= 20^\circ \\
 v_{PMAX} &= 0,83 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} & r_K &= 0,19 \text{ m}
 \end{aligned}$$



Obr. 31 - Rozjezd z klidu po svahu

Potřebná hnací síla hnacího kola

Dosazením do rovnice (16) vyjde:

$$\underline{\underline{F_{Kj} = 287,4 \text{ N}}}$$

Potřebný výkon hnacího kola

Dosazením do rovnice (18) vyjde:

$$\underline{\underline{P_{Kj} = 238,6 \text{ W}}}$$

Potřebný krouticí moment hnacího kola

Dosazením do rovnice (19) vyjde:

$$\underline{\underline{M_{Kj} = 54,6 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

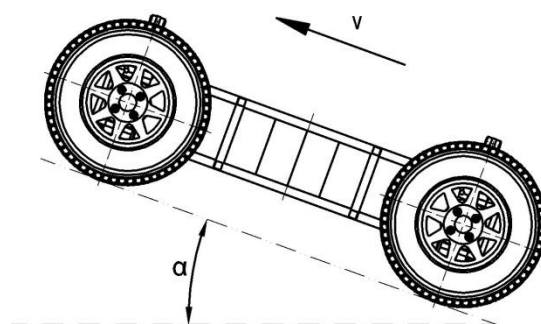
Potřebné otáčky hnacího kola

Dosazením do rovnice (20) vyjde:

$$\underline{\underline{n_{Kj} = 41,7 \text{ min}^{-1}}}$$

d) Rovnoměrný pohyb po svahu směrem vzhůruZadané hodnoty

$$\begin{aligned}
 m &= 175 \text{ kg} & a_{PMAX} &= 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \\
 g &= 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} & \vartheta &= 1,5 \\
 f_k &= 0,3 & \alpha &= 20^\circ \\
 v_{PMAX} &= 0,83 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} & r_K &= 0,19 \text{ m}
 \end{aligned}$$



Obr. 32 - Rovnoměrný pohyb po svahu

Potřebná hnací síla hnacího kola

Dosazením do rovnice (16) vyjde:

$$\underline{\underline{F_{Kj} = 267,7 \text{ N}}}$$

Potřebný výkon hnacího kola

Dosazením do rovnice (18) vyjde:

$$\underline{\underline{P_{Kj} = 222,2 \text{ W}}}$$

Potřebný krouticí moment hnacího kola

Dosazením do rovnice (19) vyjde:

$$\underline{\underline{M_{Kj} = 50,9 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

Potřebné otáčky hnacího kola

Dosazením do rovnice (20) vyjde:

$$\underline{\underline{n_{Kj} = 41,7 \text{ min}^{-1}}}$$

Tabulka potřebných parametrů hnacího kola, při různých situacích:

Situace	Hnací síla $F_{Kj} [\text{N}]$	Výkon $P_{Kj} [\text{W}]$	Krouticí moment $M_{Kj} [\text{N.m}]$	Otáčky $n_{Kj} [\text{min}^{-1}]$
Rozjezd z klidu po rovině	174,7	387,8	33,2	111,6
Rovnoměrný pohyb po rovině	128,8	285,8	24,5	111,6
Rozjezd z klidu po svahu směrem vzhůru	287,4	238,6	54,6	41,7
Rovnoměrný pohyb po svahu směrem vzhůru	267,7	222,2	50,9	41,7

Tab. 21 - *Parametry kola při situacích*

V tab. 21 můžeme vidět červeně zvýrazněné nejvyšší hodnoty na hnacím kole. Z těchto hodnot se bude dimenzovat motor a převodovka.

Parametry na hnacím kole jsou počítány pro úhel stoupání 20° při součiniteli valivého tření 0,3 (bahnitá půda). Tímto výpočtem jsme ověřili, že robot bude schopen vyjet téměř všechny povrchy se sklonem 20° . Robot ale může vyjíždět např. asfaltový svah, který má součinitel valivého tření 0,01. Při tomto koeficientu tření je schopen vyjet stoupání o úhlu až 37° . Tento úhel byl vyvozen z rovnice 16.

4.1.7 Volba motoru

Z katalogu firmy MOOG byl zvolen stejnosměrný elektronicky komutovaný motor (EC) s obj. č. BN42-33AF-01 TFO. Přesná cena tohoto motoru nebyla zjištěna, pouze orientační cena, a to 30.000 – 35.000 Kč

Průměr	105,4 mm
Délka	83,8 mm
Výkon (P_M)	584 W
Maximální moment (M_{St})	4,3005 N.m
Jmenovitý moment	1,5041 N.m
Jmenovité otáčky (n_M)	3710 min ⁻¹
Hmotnost	2,954 kg
Napájecí napětí	24 V
Stálý proud (I_M)	22,6 A

Tab. 22 - Parametry motoru BN42-33AF-01 TFO



Obr. 33 - Motor BN42-33AF-01 TFO

[13]

4.1.8 Výpočet převodu a volba převodovky

Ze jmenovitých otáček motoru a vypočtených otáček na hnacím kole (rovnice 20 pro rovnoměrný pohyb po rovině) můžeme vypočíst maximální převodový poměr převodovky, který získáme z rovnice:

$$i_{MP} = \frac{n_M}{n_{Kj}} = \frac{3710}{111,6} = \underline{\underline{33,2}} \quad (21)$$

kde n_M - jsou otáčky motoru,

n_{Kj} - jsou otáčky kola.

Převodový poměr převodovky musí být menší než vypočtený maximální převodový poměr.

Zvolili jsme proto převodovku s obj. č. UB065-30 firmy DKM distribuovanou firmou RAVEO [16]. Cena převodovky je 12.836 Kč. V normálním případě by byla cena vyšší, ale firma poskytuje 15% slevu pro školy. V následující tabulce jsou vypsány její parametry.

Převodový poměr (i_p)	30
Účinnost (η_p)	96 %
Jmenovitý moment	40 N.m
Jmenovité otáčky	3000 min ⁻¹
Hmotnost	1,4 kg
Průřez	65x65 mm
Délka	136 mm

Tab. 23 - Parametry převodovky UB065-30



Obr. 34 - Převodovka UB065-30

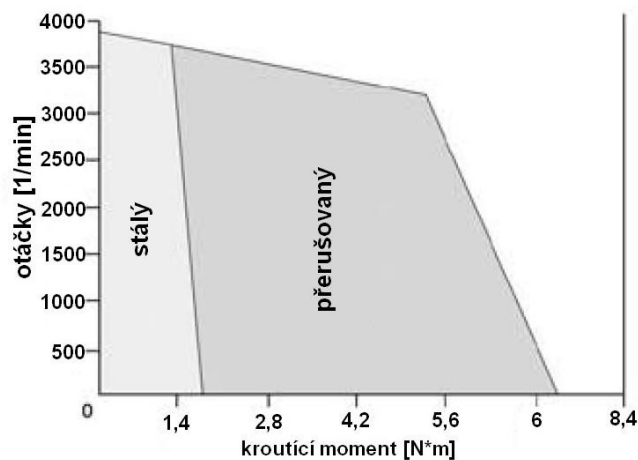
[16]

Ověření parametrů na hnacím kole

Zvolená převodovka musí zajistit, aby skutečné parametry na hnacím kole byly větší než požadované parametry. Toto si ověříme následujícími výpočty:

Skutečný krouticí moment na hnacím kole

Při otáčkách motoru (1250 min^{-1}), kdy robot jede maximální rychlostí do svahu (3 km/h) je stálý krouticí moment motoru (M_M) roven přibližně $1,8 \text{ N.m}$. Tato hodnota byla odečtena z grafu č. 2.



Graf 2 – Závislost krouticího motoru na otáčkách

$$M_{SK} = M_M \cdot i_P \cdot \eta_P \quad (22)$$

$$M_{SK} = 1,8 \cdot 30 \cdot 0,96 = \underline{\underline{51,8 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

Podmínka, že $M_{SK} > M_{Kj}$ ($51,8 > 54,6$) splněná v tomto případě není, ale jelikož robot bude zrychlovat do svahu pouze 3 sekundy a rozdíl mezi momenty činí pouze $2,8 \text{ N.m}$, můžeme si dovolit motor na tuto krátkou dobu přetížít.

Skutečné otáčky na hnacím kole

$$n_{SK} = \frac{n_M}{i_P} \quad (23)$$

$$n_{SK} = \frac{3710}{30} = \underline{\underline{123,7 \text{ min}^{-1}}}$$

Podmínka, že $n_{SK} > n_{Kj}$ ($123,7 > 111,6$) je splněna.

Skutečné výkon na hnacím kole

$$P_{SK} = P_M \cdot \eta_P \quad (24)$$

$$P_{SK} = 584 \cdot 0,96 = \underline{\underline{560,6 \text{ W}}}$$

Podmínka, že $P_{SK} > P_{Kj}$ ($560,6 > 376,7$) je splněna.

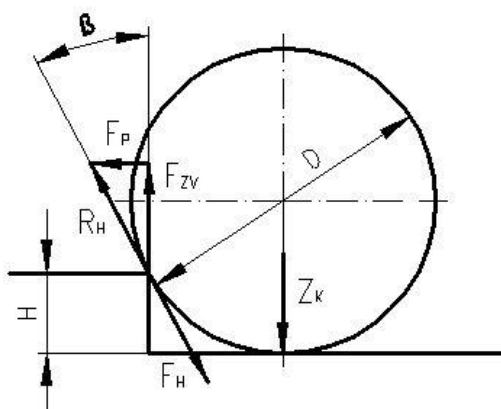
Jmenovitý moment převodovky 40 N.m při jmenovitých otáčkách 3000 min^{-1} je stanoven na 20.000 hodin provozu. Převodovka bude zatížena v určitých situacích stálému krouticímu momentu cca. 51 N.m a otáčkám 3350 min^{-1} , ale v provozu bude také zatížení převodovky několikanásobně menší. Předpokládá se tedy, že průměrné hodnoty momentu a otáček se budou pohybovat pod jmenovitými hodnotami převodovky. Občasné přetížení převodovky částečně zkrátí její životnost, ale ne natolik, aby to mělo vliv na životnost celého servisního robota.

Z výpočtů vyplývá, že zvolená převodovka umožní dosažení potřebných parametrů, převodovka tedy vyhovuje.

4.1.9 Kontrola motoru pro přejetí maximální výšky překážky

Servisní robot je určen pro manipulaci s nebezpečnými materiály v outdoorovém prostředí, kde se může setkat s nejrůznějšími překážkami, které musí překonat. V požadavkovém listu je dáno překonání překážky o výšce 100 mm.

Rozložení hmotnosti robota na všechny čtyři kola je rovnoměrné, můžeme tedy vycházet z obr. 35:



Obr. 35 - Překonání překážky

- kde F_H - je hnací síla,
 F_P - je pohybová síla,
 F_{ZV} - je zvedací síla,
 R_H - je reakce od hnací síly,
 H - je výška překážky,
 D - je průměr kola,
 β - je 28° .

Při výpočtu kontroly motoru předpokládáme, že kolo se o překážku opírá za klidu, kdy je síla pro překonání překážky největší. Z obr. 35 můžeme určit zvedací sílu jako složku obvodové síly kola vyplývající z hnacího momentu kola při startu M_{St} . Do rovnice musíme

zahrnout všechny převodové poměry mechanismů od motoru ke kolu a jejich účinnosti. Při přejíždění překážky jsou v záběru 2 kola. Vztah pro hnací sílu F_H bude tedy následující:

$$F_H = \frac{2 \cdot i_P \cdot \eta_P \cdot M_{St}}{D} \quad (25)$$

$$F_H = \frac{2 \cdot 30 \cdot 0,96 \cdot 4,3}{0,38} = \underline{\underline{651,8 \text{ N}}}$$

kde i_P - je převodový poměr převodovky,

η_P - je účinnost převodovky.

Reakce R_H od hnací síly se rozloží do dvou, navzájem kolmých složek, a to na pohybovou sílu F_P a zvedací sílu F_{ZV} . Zvedací sílu můžeme zapsat:

$$F_{ZV} = R_H \cdot \cos \beta \quad (26)$$

$$F_{ZV} = 651,8 \cdot \cos 28^\circ = \underline{\underline{575,5 \text{ N}}}$$

Motor vyhovuje za předpokladu, že:

$$F_{ZV} \geq Z_K$$

kde Z_K - je síla, kterou je kolo zatíženo tíhou robotu, jež se vypočítá:

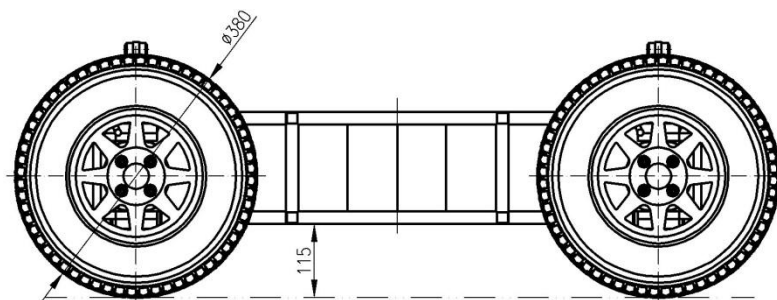
$$Z_K = \frac{m \cdot g}{4} \quad (27)$$

$$Z_K = \frac{175 \cdot 9,81}{4} = \underline{\underline{429,2 \text{ N}}}$$

Podmínka $F_{ZV} > Z_K$ je splněna, tudíž motor vyhovuje pro přejetí překážky s výškou 100 mm.

[3]

Z konstrukce podvozku vyplývá, že robot je teoreticky schopen překonat překážku o výšce 115 mm (viz obr. 36). Zvedací síla při této situaci ještě zvětší. Podmínka, kdy $F_{ZV} > Z_K$ bude tedy opětovně splněna.



Obr. 36 - Výška maximální překážky

4.2 Zdroj servisního robotu

4.2.1 Volba akumulátoru

Pro tento servisní robot byl zvolen akumulátor s obj. č. FG12200 firmy fgFORTE [17]. V tabulce můžeme vidět jeho parametry. Cena jednoho akumulátoru činí 1.368 Kč. Pro servisní robot bude použito 8 těchto akumulátorů, tak abychom dostali 4 zdroje, každý s napětím 24 V. Jeden zdroj tedy bude obsahovat 2 sériově zapojené akumulátory a napájet 1 hnací motor.

FG12200	
Napětí	12 V
Kapacita (K_A)	20 A.h
Rozměry	181x167x77 mm
Hmotnost	5,9 kg

Tab. 24 - Parametry akumulátoru FG12200



Obr. 37 - Akumulátor FG12200

4.2.2 Výpočet přibližné doby provozu

Při výpočtu přibližné doby provozu servisního robotu T si určíme, že hnací motory kol budou odebírat z akumulátoru 80% kapacity. Zbýlých 20% je určeno pro servomotor řízení, manipulační nastavbu, senzory a další elektroniku. Nejdříve vypočteme kapacitu určenou pro pohon robotu K_{AP} z celkové kapacity akumulátoru K_A :

$$K_{AP} = K_A \cdot 0,8 \quad (28)$$

$$K_{AP} = 20 \cdot 0,8 = \underline{\underline{16 \text{ A} \cdot h}}$$

Při odběru proudu jednoho motoru $I_M=22,6$ A můžeme následovně vypočítat přibližnou dobu provozu robotu. Na jednu baterii je napojen vždy jeden motor.

$$T = \frac{K_{AP}}{I_M} = \frac{16}{22,6} = 0,708 \text{ h} = \underline{\underline{42,5 \text{ min}}} \quad (29)$$

Přibližná doba provozu vyšla 42,5 minut. Požadovaná doba provozu byla stanovena na 40 min, energetický zdroj je tedy dostačující. Výsledná hodnota doby provozu se může lišit od skutečné doby provozu. Skutečná doba provozu může být ovlivněna jiným odběrem proudu, který zjistíme měřením v praxi a členitostí terénu, ve kterém se robot bude pohybovat.

4.3 Brzda motoru

Servisní robot se při své činnosti může zastavit ve svahu a v této poloze určitou dobu setrvat. Aby nedošlo k jeho rozjetí z kopce, budou všechny čtyři hnací motory opatřeny brzdou.

Výpočet potřebného statického momentu brzdy

Potřebný moment brzdy se vypočte pomocí odporu stoupání (rovnice 9), který se podělí počtem kol (n), převodovým poměrem převodovky (i_p), vynásobí poloměrem hnacího kola (r_K) a účinností převodovky (η_p). Tvar rovnice bude tedy následující:

$$M_{PMB} = \frac{1}{n \cdot i_p} \cdot (m \cdot g \cdot \sin \alpha) \cdot r_K \cdot \eta_p \quad (30)$$

$$M_{PMB} = \frac{1}{4 \cdot 30} \cdot (175 \cdot 9,81 \cdot \sin 20^\circ) \cdot 0,19 \cdot 0,96 = \underline{\underline{0,89 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

Z tohoto momentu byla zvolena brzda s obj. č. BRP-19U24-E06 od společnosti Thomson [19] s těmito parametry:

Statický moment	1,47 N.m
Hmotnost	0,3 kg
Průměr	50,8
Délka	34,8 mm
Napětí	24 V

Tab. 25 - Parametry brzdy BRP-19U24-E06

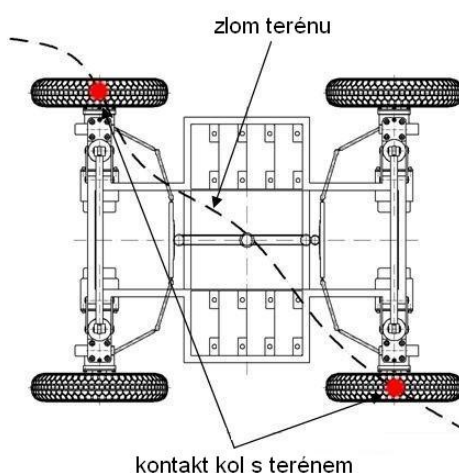


Obr. 38 - Brzda BRP-19U24-E06

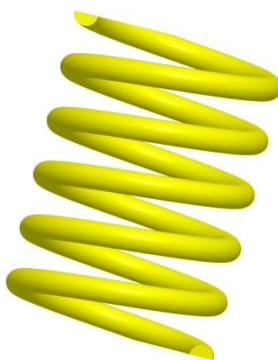
V rovnici 30 byl potřebný moment brzdy počítán pro maximální úhel stoupání α_{MAX} (20°). Robot ale může sjíždět terén o větším úhlu než je α_{MAX} . Statický moment brzdy umožní zastavení robotu ve svahu se sklonem až 34° . Tento úhel byl odvozen z rovnice 30 po dosazení momentu brzdy M_{BRZ} .

4.4 Návrh a kontrola tlačné pružiny

Přibližná váha servisního robotu je 175 Kg (viz kapitola 4.1.4). Při rovnoměrném rozložení váhy na podvozku může sílu působící na jedno kolo zapsat jako $\frac{1}{4}$ celkové tíhy robotu viz vzorec 27, kapitola 4.1.9. Síla působící na jedno kolo od terénu Z_k je rovna 429,2 N. Tato síla bude při návrhu pružiny v příloze B nahrazena minimálním pracovním zatížením F_1 . Za maximální pracovní zatížení F_8 bude dosazena síla dvojnásobně větší. To z důvodu, že se robot může dostat do situace, kdy se bude dotýkat země jen dvěma protějšími koly, i když jen po krátkou dobu. Situace může nastat při přejíždění zlomu terénu, kdy se robot začne převažovat. Na obrázku můžeme vidět tuto situaci. Návrh a kontrola pružiny je provedena v příloze B.



Obr. 39 - Kontakt kol s terénem

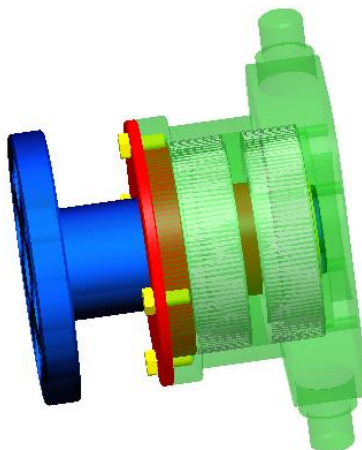


Obr. 40 - Pružina

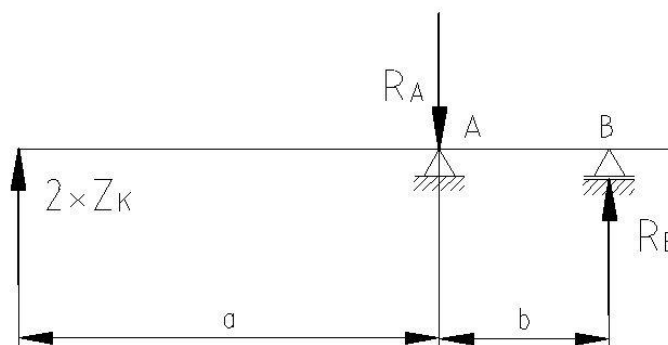
4.5 Návrh a kontrola ložisek

Ze stejného důvodu jako v předchozí kapitole u výpočtu pružiny, budou ložiska počítána pro dvojnásobně větší zatížení.

4.5.1 Návrh a kontrola ložisek uložení hřídele kola



Obr. 41 - Uložení hřídele kola



Obr. 42 - Schéma uložení hřídele kola

Za pomoci momentové podmínky v bodě B na obr. č. 42 můžeme vypočítat reakci působící v podpoře A. Hodnoty: $Z_K=429,2 \text{ N}$, $a=62 \text{ mm}$, $b=25 \text{ mm}$

$$M_B : 0 = R_A \cdot b - 2 \cdot Z_K \cdot (a + b) \Rightarrow R_A = \frac{2 \cdot Z_K \cdot (a + b)}{b} \quad (31)$$

$$R_A = \frac{2 \cdot 429,2 \cdot (62 + 25)}{25} = \underline{\underline{2987,2 \text{ N}}}$$

Reakci v podpoře B poté vypočteme z rovnováhy sil:

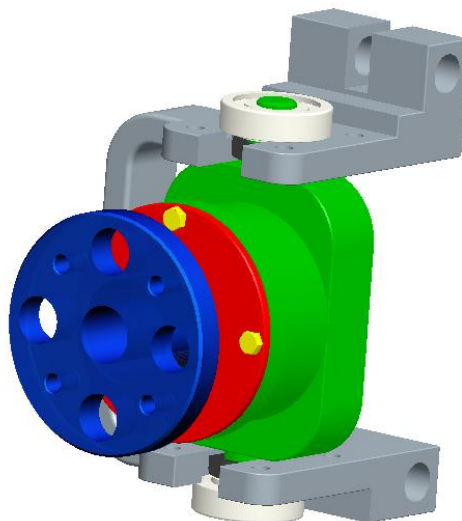
$$R_B + 2 \cdot Z_K - R_A = 0 \Rightarrow R_B = R_A - 2 \cdot Z_K \quad (32)$$

$$R_B = 2987,2 - 2 \cdot 416,9 = \underline{\underline{2128,8 \text{ N}}}$$

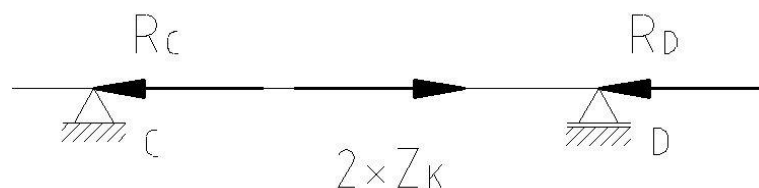
Hřídel kola bude uložen na dvou jednořadých kuličkových ložiscích s kosoúhlým stykem od firmy SKF s označením 7306 BECBP [18].

Při kontrole je použita větší vypočtená síla a to reakce v místě A. Kontrola ložisek je provedena v příloze C. Ložiska vyhovují.

4.5.2 Návrh a kontrola ložisek uložení hnacího mechanismu



Obr. 43 - Uložení hnacího mechanismu



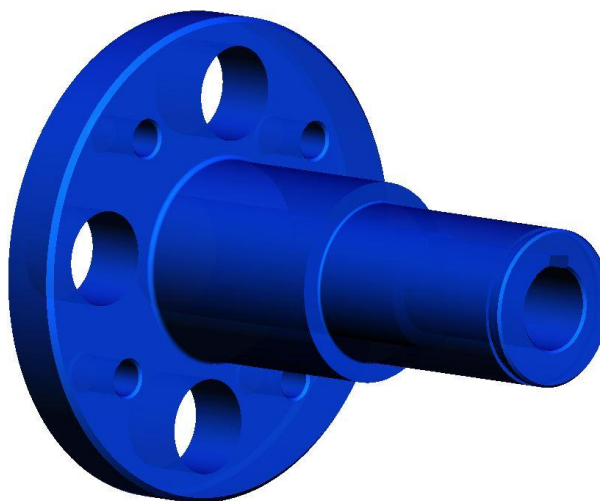
Obr. 44 - Schéma uložení hnacího mechanismu

Ložiska uložení hnacího mechanismu v úložném bloku budou namáhány axiální silou rovnou dvojnásobné síle působící na kole od terénu Z_K . Horní kuželíkové ložisko je na obrázku 44 umístěno v podpoře D. Toto ložisko bude namáháno silou od terénu. Pro toto uložení, byly navrženy 2 kuželíková ložiska firmy SKF s označením 30302 J2 [18] a zkontrolovány v příloze D. Ložiska vyhovují.

4.6 Kontrola hřídelí

4.6.1 Kontrola hřídele kola

Navržená hřídel kola byla zatížena provozními podmínkami a v příloze E byla zkontrolována, zda vyhovuje. Z kontroly vyplývá, že hřídel vyhovuje.



Obr. 45 - Hřídel kola

4.6.2 Kontrola hřídele brzdy

Hřídel, která umožňuje napojení motoru na brzdou je zkontrolována v příloze F. Hřídel vyhovuje.



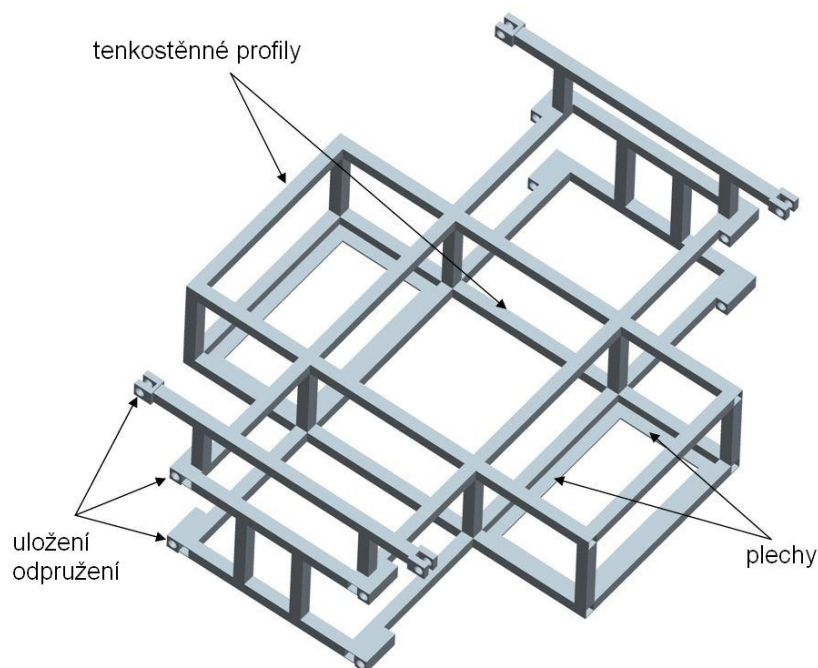
Obr. 46 - Hřídel brzdy

5 Konstrukce podvozku servisního robotu

V této kapitole si podrobněji popíšeme konstrukci vybrané varianty.

5.1 Podvozek

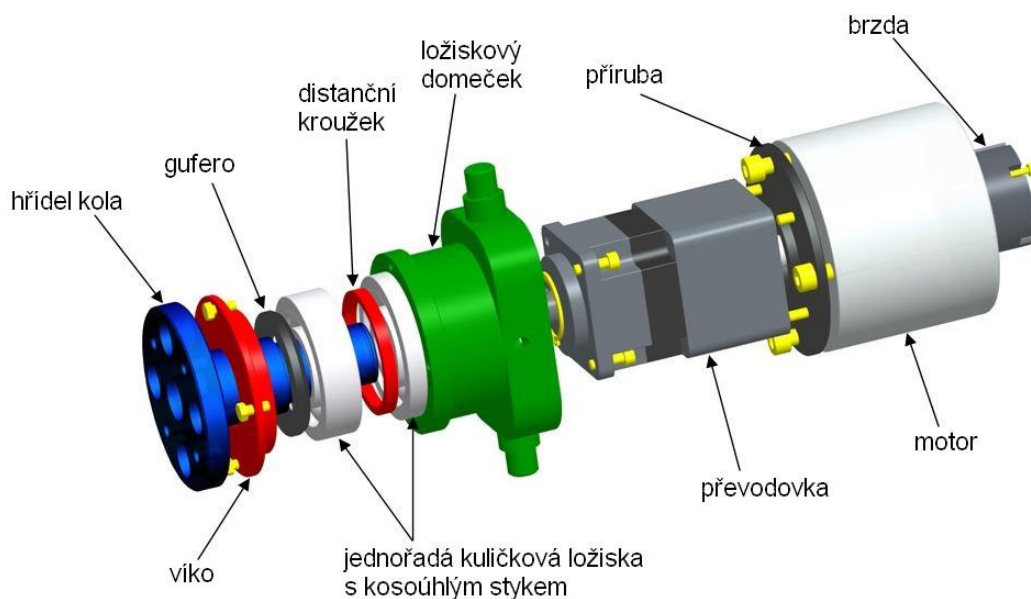
Podvozek je tvořen tenkostěnnými čtvercovými profily tzv. jekly a plechy. Tato konstrukce je svařovaná. K rámu jsou na obou koncích přivařeny části pro uložení odpružení.



Obr. 47 - Podvozek

5.2 Hnací mechanismus

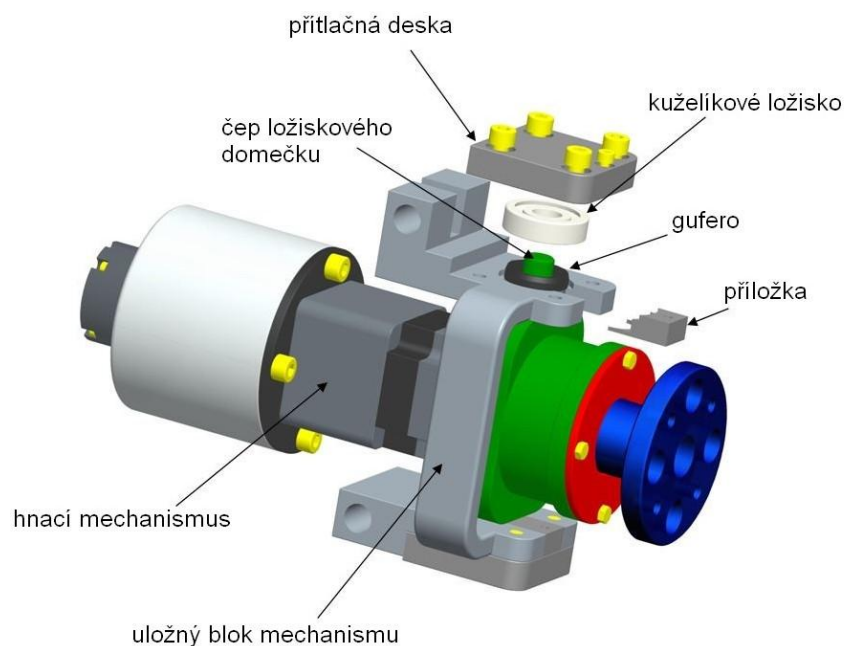
Motor a převodovka jsou umístěny za sebou a jsou spojeny pomocí příruby. Hřídel motoru se zasune do převodovky a utáhne se svěrným spojem převodovky. Převodovka, je dále spojena s ložiskovým domečkem. Hřídel s perem těsným z převodovky je vsunuta do hřídele kola. Tato hřídel je uložena na dvou jednořadých kuličkových ložiscích s kosoúhlým stykem v ložiskovém domečku. Tyto ložiska jsou zakryta víkem, ve kterém je umístěn hřídelový těsnicí kroužek (gufero). Tento kroužek zabraňuje vniknutí nečistotám do prostoru ložisek. K zadní stěně motoru je přišroubována brzda.



Obr. 48 - Hnací mechanismus

5.3 Uložení hnacího mechanismu

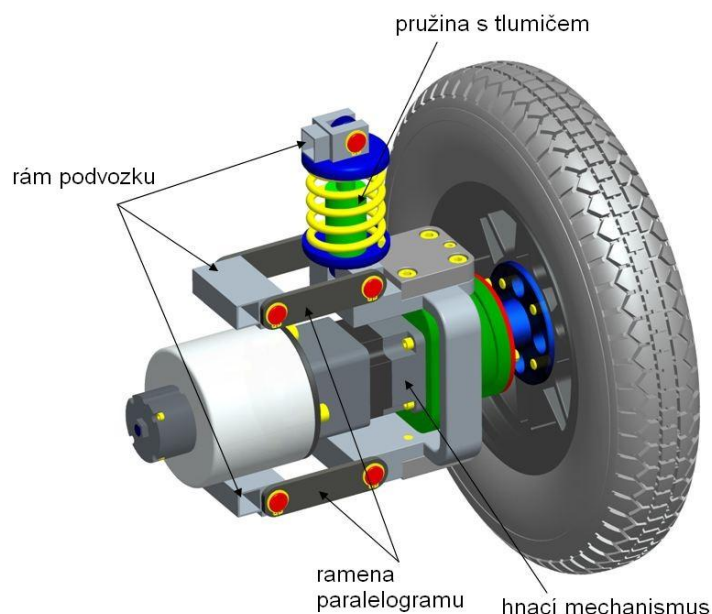
Hnací mechanismus je umístěn v úložném bloku mechanismu na kuželíkových ložiscích. Pomocí čepů na ložiskovém domečku dochází k natáčení hnacího mechanismu (kol). Tento úložný blok je doplněn přitlačnou deskou (uložení ložisek) a příložkou, která je zde z důvodu montáže a proti vniknutí nečistot k ložisku.



Obr. 49 - Uložení hnacího mechanismu

5.4 Odpružení hnacího mechanismu

Jelikož se robot bude pohybovat v outdoorovém prostředí, musí být provedeno odpružení kol. To nám zajistí jednoduchý paralelogram, který je doplněn pružinou s tlumičem. Odpružení je spojeno s rámem a s úložným blokem pomocí čepů, které jsou zajištěny pojistnými kroužky.



Obr. 50 - Odpružení hnacího mechanismu

5.5 Kolo a jeho uložení

Od firmy MEYRA [15], která distribuuje tyto kola, bylo vybráno kolo s objednacím číslem 60042 a plášť s obj. č. 60340 vhodný pro jízdu v terénu od firmy Petri + Lehr GmbH & Co. KG. Tyto kola se používají pro invalidní elektrické vozíky. Cena jednoho tohoto kola i s pláštěm je 2.200 Kč.

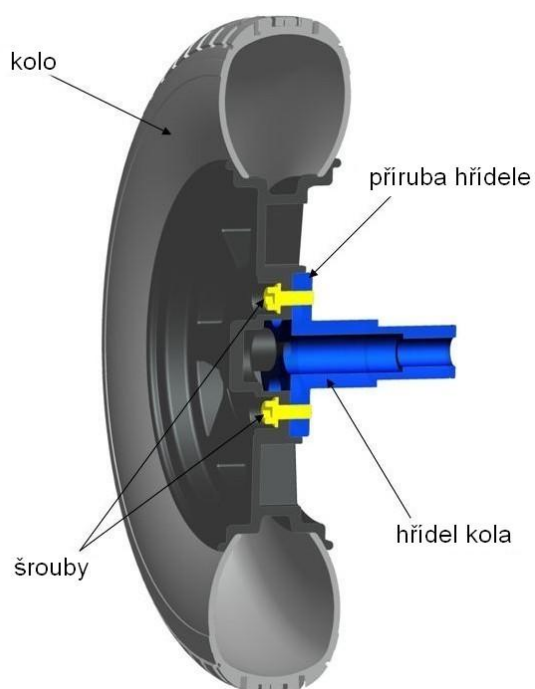


Obr. 51 - Kolo a plášť

Vnější průměr	380 mm
Šířka	80 mm
Rozteč šroubů	Ø64 mm
Max. tlak	0,25 MPa
Max. nosnost	170 kg
Max. rychlost	16 km/h
Hmotnost	2,5 kg

Tab. 26 - Parametry kola a pláště

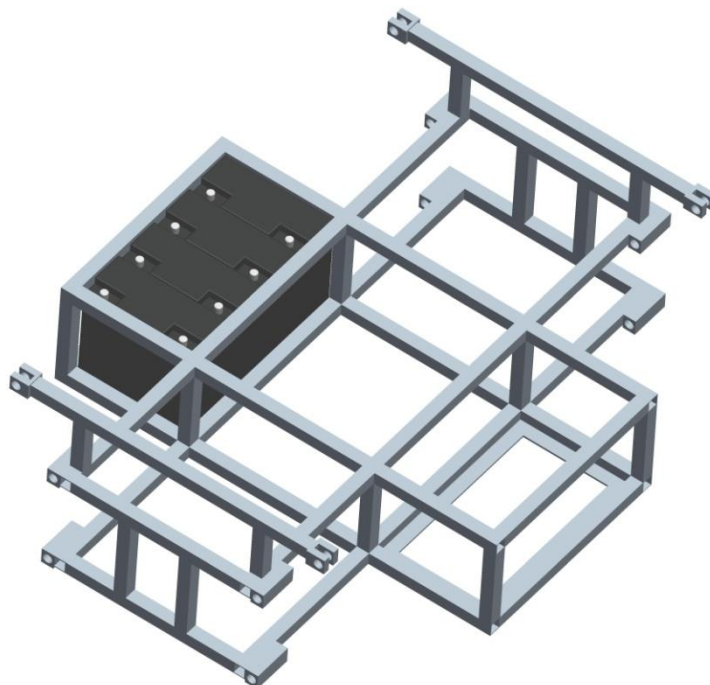
Kolo se nasune na přírubu hřídele kola a přišroubuje se čtyřmi imbusovými šrouby s ozubeným límcem, jak je vidět z obrázku.



Obr. 52 - Uložení kola

5.6 Uložení zdroje

Zdroj servisního robotu bude uložen na obou stranách rámu podvozku mezi předními a zadními koly. Na obrázku je jedna řada baterek odejmuta pro viditelnost nosné části baterek, která je tvořena plechy.



Obr. 53 - Uložení zdroje

6 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout pohonný subsystém lokomočního ústrojí servisního robotu, ve kterém byl kladen důraz na využití moderních elektromechanických pohonů.

Na začátku práce byla provedena analýza výrobců moderních stejnosměrných DC a EC motorů, kromě firmy Maxon, za účelem nalezení motorů s co nejkratším axiálním rozměrem a příznivější cenou. Jelikož často využívané motory firmy Maxon jsou dlouhé a drahé. Od vybraných výrobců byl vybrán vždy jeden motor v rozmezí 200 – 300 W, tyto motory byly navzájem srovnány v tabulce. Dále tato kapitola obsahuje jednoduchý popis těchto DC a EC motorů a možné převody, které se dají využít pro konstrukci lokomočního ústrojí.

V následující kapitole byly stanoveny požadavky kladené na servisní robot, jako například pracovní prostředí (outdoor), pohon všech kol, maximální zatížení (80 kg i s napájením) a další. Na základě těchto požadavků byly zkonstruovány 3 odlišné varianty umístění pohonu do podvozku servisního robotu A, B, C a popsány jejich funkce. Navržené varianty byly vymodelovány v prostředí programu Pro/ENGINEER.

Třetí část práce se zabývá výběrem optimální varianty. Pro zvolené varianty byly navrženy kritéria (cena, hmotnost, složitost konstrukce a další). Z těchto kritérií byla pomocí hodnotové analýzy vybrána varianta řešení B.

Předposlední kapitola měla za cíl provést výpočty týkající se konstrukce navrženého lokomočního ústrojí servisního robotu. Nejprve byla odhadnuta hmotnost robotu (175 kg), navrženo zrychlení podvozku a následně byla vypočtena hnací síla na hnacím kole z metodiky návrhu automobilu. Díky této síle se vypočetly požadované parametry na hnacím kole (pro 4 situace: rovnoměrný pohyb po rovině a do kopce, rovnoměrně zrychlený pohyb po rovině a do kopce). Následně byl vybrán motor. Z otáček motoru a požadovaných otáček na hnacím kole byl vypočten požadovaný převodový poměr pro volbu převodovky. Z tohoto převodu jsme zvolili převodovku a ověřili ji, zda nám umožní dosáhnout požadovaných parametrů. Pro napájení robotu jsme zvolili vhodné akumulátory, které umožňují přibližnou dobu provozu necelých 42,5 minut. Dále byly v programu MITCalc navrženy a zkontrolovány součásti jako pružina, ložiska a hřídele.

V poslední kapitole je podrobně popsána konstrukce vybrané varianty. Konstrukce akčních členů, jejich odpružení, uchycení kola, které bylo použito z invalidních elektrických vozíků. Popis konstrukce rámu a samotného hnacího mechanismu. Podvozek servisního robotu byl navržen s těmito parametry: šířka 950 mm, délka 1.200 mm, výška 400 mm.

Pro úplnou funkčnost tohoto servisního robotu je zapotřebí ještě vyřešit řídící jednotky, řízení Ackermann, systém ovládání, krytování, konstrukčně provázat podvozek s manipulační nástavbou atd., toto může být zpracováno v další práci.

Práce je doplněna přílohami, technickou dokumentací a CD s touto bakalářskou prací. Ceny uvedené v práci jsou platné k 21. květnu 2010 a je v nich započtena DPH.

7 Seznam použité literatura

- [1] SKAŘUPA, J. *Metodika konstruování*, 1. vydání. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1993. 158 s. ISBN 80-7078-167-X
- [2] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Praha: ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2003. 865 s. ISBN 80-86490-74-2
- [3] KÁRNÍK, I., *Servisní roboty – Modelování a analýza* [online]. URL: <http://robot2.vsb.cz/elekskripta/servisni_roboty/index.htm> [citováno 20. února 2010]
- [4] *DC motory* [online]. URL: <<http://fei1.vsb.cz/kat448/old/Studium/Materialy/VS/kap22.pdf>> [citováno 20. února 2010]
- [5] *Uzimex PRAHA, spol. s.r.o.* [online]. URL: <<http://www.uzimex.cz>> [citováno 20. února 2010]
- [6] *ThinGap, LLC* [online]. URL: <<http://www.thingap.com>> [citováno 20. února 2010]
- [7] *Printed Motor Works* [online]. URL: <<http://www.printedmotorworks.com>> [citováno 20. února 2010]
- [8] *TECO Electro Devices CO., Ltd.* [online]. URL: <<http://www.tedmotors.com>> [citováno 10. února 2010]
- [9] *Dunkermotoren GmbH* [online]. URL: <<http://www.dunkermotoren.com>> [citováno 20. února 2010]
- [10] *Schneider Electric Motion* [online]. URL: <<http://www.schneider-electric-motion.com>> [citováno 20. února 2010]
- [11] *BEI Kimco Magnetics* [online]. URL: <<http://www.beikimco.com>> [citováno 20. února 2010]
- [12] *LTi DRiVES GmbH* [online]. URL: <<http://drives.lt-i.com>> [citováno 20. února 2010]
- [13] *MOOG Inc.* [online]. URL: <<http://www.moog.com>> [citováno 20. února 2010]
- [14] *T.E.A. TECHNIK s.r.o.* [online]. URL: <<http://www.teatechnik.cz>> [citováno 20. února 2010]

- [15] Wilhlem Meyer GmbH & Co. KG [online]. URL: <<http://www.meyra.cz/>>
[citováno 9. března 2010]
- [16] RAVEO s.r.o. [online]. URL: <<http://raveo.cz/>> [citováno 12. dubna 2010]
- [17] *fgFORCE* s.r.o. [online]. URL: <<http://www.fg-forte.cz>> [citováno 9. března 2010]
- [18] SKF Ložiska, a.s. [online]. URL: <<http://www.skf.com/portal/skf/home>>
[citováno 12. dubna 2010]
- [19] Thomson Industries, Inc. [online]. URL: <<http://www.thomsonlinear.com>>
[citováno 30. dubna 2010]

8 Seznam příloh

Příloha A: Určení úrovně kritérií jednotlivých variant (3 listy)

Příloha B: Návrh a kontrola tlačné pružiny (MITCalc)

Příloha C: Kontrola ložisek uložení hřídele kola (MITCalc)

Příloha D: Kontrola ložisek uložení hnacího mechanismu (MITCalc)

Příloha E: Kontrola hřídele kola (MITCalc)

Příloha F: Kontrola hřídele brzdy (MITCalc)

Příloha G: Obrázek 3D modelu čtyřkolového podvozku servisního robotu (1 list)

Sestavný výkres LOKOMOČNÍ ÚSTROJÍ SR: ROL025-BP-SV (AutoCAD, 1 list)

CD-ROM: Rolný, B. *Bakalářská práce 2010*

Příloha A

Určení úrovně kritérií jednotlivých variant

Kritérium K1: Náklady

- Varianta A - větší náklady na materiál
 - větší počet nakupovaných součástí
 - větší náklady na vyráběné součásti

Úroveň kritéria: Průměrná (počet bodů: 5)

- Varianta B - menší náklady na materiál
 - menší počet nakupovaných součástí
 - menší náklady na vyráběné součásti

Úroveň kritéria: Dobrá (počet bodů: 7)

- Varianta C - větší náklady na materiál
 - větší počet nakupovaných součástí
 - velké náklady na vyráběné součásti

Úroveň kritéria: Nízká (počet bodů: 3)

Kritérium K2: Složitost konstrukce

- Varianta A - 15 součástí

Úroveň kritéria: Průměrná (počet bodů: 7)

- Varianta B - 9 součástí

Úroveň kritéria: Vysoká (počet bodů: 10)

- Varianta C - 14 součástí

Úroveň kritéria: Průměrná (počet bodů: 7)

Kritérium K3: Prostorová náročnost

V programu Pro/ENGINEER byly odečteny objemy mechanismů. Tyto objemy jsou jen přibližné, jelikož modely jsou bez spojovacích materiálů a nejsou detailněji promodelovány.

Varianta A - objem zastavěné plochy: $0,9 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$

Úroveň kritéria: *Průměrná (počet bodů: 5)*

Varianta B - objem zastavěné plochy: $0,7 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$

Úroveň kritéria: *Dobrá (počet bodů: 7)*

Varianta C - objem zastavěné plochy: $1 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$

Úroveň kritéria: *Průměrná (počet bodů: 5)*

Kritérium K4: Hmotnost

Hmotnost navržených mechanismů byla určena pomocí programu Pro/ENGINEER. Vzhledem k tomu, že mechanismy nejsou vymodelovány detailně a jsou bez spojovacího materiálu, nejsou hmotnosti přesné, jen orientační.

Varianta A - hmotnost mechanismu: 5,4 kg

Úroveň kritéria: *Nízká (počet bodů: 5)*

Varianta B - hmotnost mechanismu: 4,4 kg

Úroveň kritéria: *Dobrá (počet bodů: 7)*

Varianta C - hmotnost mechanismu: 6 kg

Úroveň kritéria: *Průměrná (počet bodů: 3)*

Kritérium K5: Účinnost mechanismu

Varianta A - snížení účinnosti vlivem převodovky

Úroveň kritéria: *Průměrná (počet bodů: 7)*

Varianta B - snížení účinnosti vlivem převodovky

Úroveň kritéria: *Dobrá (počet bodů: 7)*

Varianta C - snížení účinnosti vlivem převodovky a ozubeného převodu

Úroveň kritéria: *Nízká (počet bodů: 5)*

Kritérium K6: Spolehlivost

Varianta A - možnost vzpříčení výsuvné kloubové hřídele

Úroveň kritéria: Průměrná (počet bodů: 5)

Varianta B - minimální výskyt kritických míst

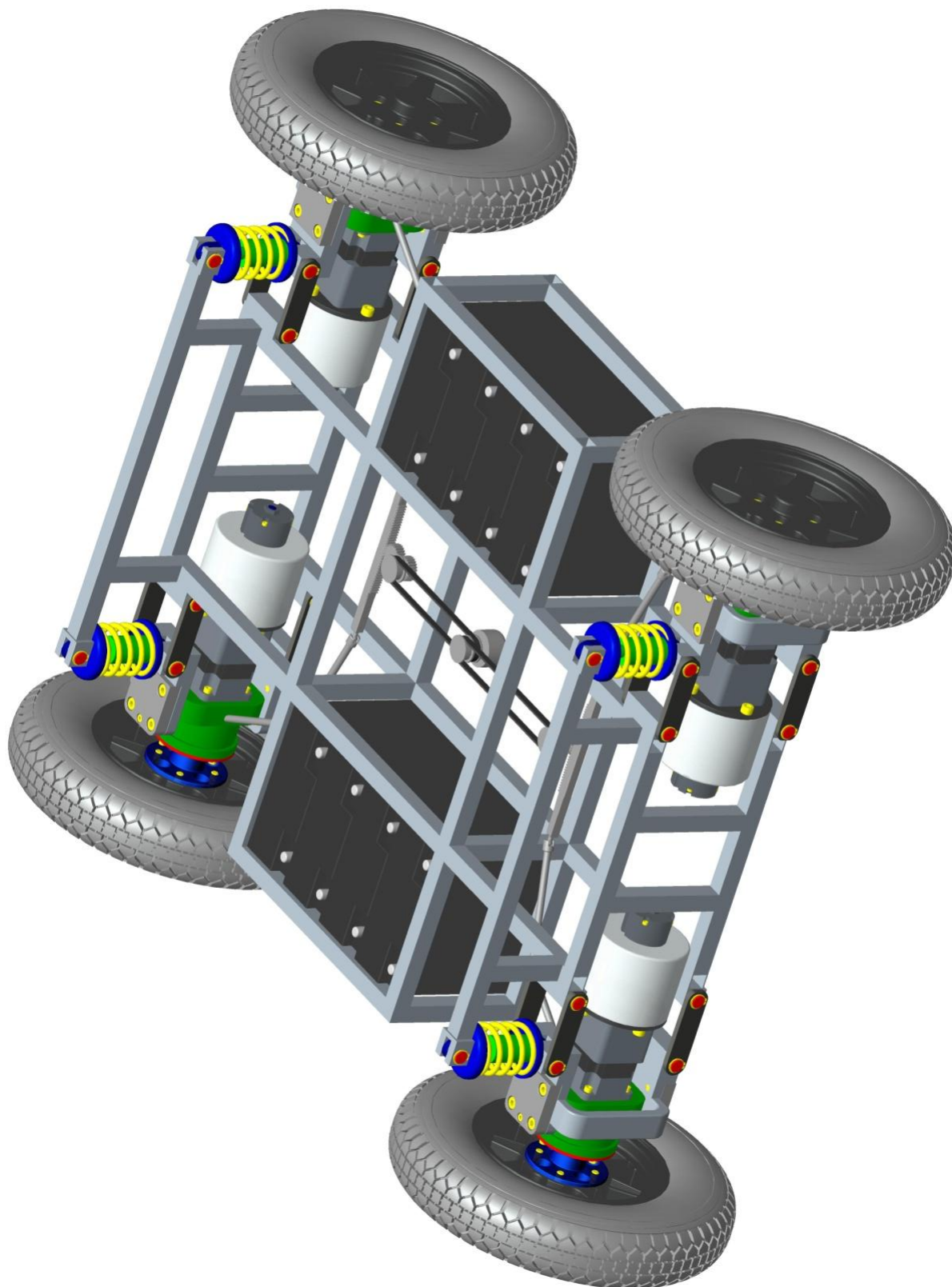
Úroveň kritéria: Dobrá (počet bodů: 7)

Varianta C - možnost zanesení nečistot do ozubeného převodu

Úroveň kritéria: Průměrná (počet bodů: 5)

Příloha G

Obrázek 3D modelu čtyřkolového podvozku servisního robota



Poděkování

Velice rád bych poděkoval za podnětný přístup vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Janu Sztefkovi, který mi po celou dobu zpracování bakalářské práce poskytoval konzultace a cenné rady. Dále chci poděkovat ostatním, kteří mi přispěli svými radami při řešení této práce.